

Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

## Konstrukční řešení automobilové spojky

### Design of Vehikle Clutch

Student:

Bc. Ondřej Dokoupil

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Michal Richtář

Ostrava 2012

## Zadání diplomové práce

Student:

**Bc. Ondřej Dokoupil**

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2301T003 Dopravní technika a technologie

Specializace:

20 Silniční doprava

Téma:

Konstrukční řešení automobilové spojky  
Design of Vehicle Clutch

Zásady pro vypracování:

Osnova diplomové práce:

1. Úvod
2. Rozbor současného stavu
3. Návrhový a kontrolní výpočet
4. Ovládací ústrojí
5. Konstrukční návrh spojky
6. Závěry a doporučení

Seznam doporučené odborné literatury:

Matějka, R. Vozidla silniční dopravy I, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7  
Matějka, R. Vozidla silniční dopravy II, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7  
Svoboda, J. Teorie dopravních prostředků, Praha: ČVUT Praha, 2000, ISBN 80-01-01613-7

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Richtář**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.  
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21.05.2012




Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomové práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠBTUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z jejich strany, uzavře licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozahu § 12 ods. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21.05.2012

  
Podpis

Jméno s příjmením autora práce: Bc. Ondřej Dokoupil

Adresa trvalého pobytu autora práce: Olšany u Šumperka č.p.130, 78962

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

DOKOUPIL, O. *Konstrukční řešení automobilové spojky: diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2012, 72s. Vedoucí práce: Richtář, M.

Diplomová práce se zabývá konstrukcí dvojité automobilové třecí spojky. V úvodu jsou popsány součastné konstrukční řešení třecích spojek a řešení pomocných pohonů. Spojka je navrhována na menší nákladní automobil, který by byl určený pro víceúčelové použití. V návrhu jsou provedeny výpočty potřebné přítlakové síly pro přenos spojkového momentu, kontrola spojky na oteplení, návrh drážkování výstupní hřídele a mnoho jiných pevnostních výpočtů. Součástí návrhu je i ovládání spojky, které bylo navrženo hydraulické. Součástí návrhu je výkresová dokumentace. V závěru jsou zhodnoceny výhody a nevýhody konstrukčního návrhu spojky a případné doporučení.

## **ANOTATION OF MASTER THESIS**

DOKOUPIL, O. *Design of Vehicle Clutch: Master thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava. Faculty of Engineering, Institute of transport, 2012, 72p. Supervisor: Richtář M.

Master thesis is dealing design double vehicle clutch. The introduction describes this moment of friction clutch design solutions and auxiliary propulsion. The clutch is designed for a smaller truck that would be designed for multipurpose use. The design calculations are made for the necessary contact force transmission clutch torque control coupling to temperature rise, design of spline output shaft, and many other stress analysis. The proposal is the clutch, which was designed to hydraulic. The proposal drawings. In conclusion, the advantages and disadvantages of design, connectors and any recommendations.

# Obsah:

	strana
<b>Použité značení:</b> .....	<b>8</b>
<b>1. Úvod:</b> .....	<b>10</b>
<b>2. Rozbor současného stavu</b> .....	<b>11</b>
2.2 Technický popis vozidla: .....	11
2.3 Typy spojek.....	13
2.3.1. Popis kotoučové třecí spojky .....	14
2.4.1 Pomocný pohon na klínové řemenici.....	18
2.4.2. Pomocný pohon na převodovce .....	18
<b>3. Návrhový a kontrolní výčet</b> .....	<b>20</b>
3.1 Určení základních rozměrů spojky .....	20
3.1.1 Velikost spojkového momentu .....	20
3.1.2 Stanovení součinitele tření.....	20
3.1.3 Výpočet přítláčných sil .....	22
3.1.4 Kontrola měrného tlaku .....	25
3.2 Kontrola spojky na oteplení.....	26
3.2.1. Výpočet měrné práce .....	26
3.2.2. Kontrola spojky na oteplení.....	28
3.3. Výpočet přítláčných pružin.....	29
3.4. Výpočet drážkované hřídele .....	31
3.4.1. Výpočet drážkování pro třecí kotouč hnacího ústrojí.....	32
3.4.2. Výpočet drážkování pro třecí kotouč pomocného pohonu .....	33
3.5. Kontrola šroubových spojů.....	34
<b>4. Ovládací ústrojí</b> .....	<b>36</b>
4.1. Ovládací páčky .....	37
4.1.1. Ovládací páčka poháněcí soustavy .....	38
4.1.2. Ovládací páčka pomocný pohon.....	42
4.2. Hydraulické ovládací ústrojí.....	45
4.2.1. Základní vztahy pro výpočet hydraulického převodu.....	45
4.2.2. Výpočet výšky zdvihu pedálu :.....	46
<b>5. Konstrukční návrh spojky</b> .....	<b>52</b>
5.1. Spojkové obložení.....	54
5.2. Spojkový kotouč .....	54
5.3. Náboj třecího kotouče .....	55

5.4. Vinutá pružina.....	56
5.5. Přítlačný kotouč .....	57
5.6. Skříň spojky .....	60
5.7. Štít spojky .....	60
5.9. Kryt spojky .....	64
<b>6. Závěry a doporučení.....</b>	<b>65</b>
<b>Použitá literatura:.....</b>	<b>66</b>
<b>Seznam příloh.....</b>	<b>67</b>
<b>Přílohy .....</b>	<b>68</b>

## Použité značení:

$\bar{a}$	měrná práce	[J/cm <sub>2</sub> ]
$A_m$	odevzdaná práce	[J]
$A_p$	prokluzová práce	[J]
$A_s$	práce pro zrychlení	[J]
$d$	vnitřní průměr	[m]
$D$	vnější průměr	[m]
$D_s$	střední průměr	[m]
$c$	měrné teplo	[J]
$f$	součinitel valení	[-]
$G$	modul pružnosti ve smyku	[MPa]
$i_c$	celkový převodový poměr	[-]
$i_I$	převodový poměr prvního rychlostního stupně	[-]
$i_o$	převodový poměr stálého převodu	[-]
$k$	počet třecích ploch	[ks]
$F$	síla	[N]
$F_P$	přítlačná síla	[N]
$m$	hmotnost	[kg]
$M^M$	spojkový moment	[Mm]
$M_m$	moment motoru	[Nm]
$M_o$	moment v ohybu	[Nm]
$M_k$	moment v krutu	[Nm]
$n$	otáčky	[s <sup>-1</sup> ]
$n_{max}$	maximální otáčky	[s <sup>-1</sup> ]
$p$	měrný tlak	[Pa]
$p_{DOV}$	dovolený tlak	[Pa]
$Q$	teplo	[J]
$r_k$	poloměr kola	[m]
$R_e$	mez kluzu	[MPa]
$R_1$	vnější poloměr	[m]
$R_2$	vnitřní poloměr	[m]
$S$	plocha	[m <sup>2</sup> ]
$W_k$	průřezový modul v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_o$	průřezový modul v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$\alpha$	úhel stoupání	[°]



$\beta$	bezpečnost	[-]
$\sigma$	napětí v tahu a tlaku	[MPa]
$\sigma_{\text{DOV}}$	dovolené napětí v tahu a tlaku	[MPa]
$\gamma$	součinitel určující část při prokluzu	[-]
$\mu$	součinitel tření	[-]
$\mu_t$	teoretický součinitel	[-]
$\tau$	napětí ve smyku	[MPa]
$\tau_{\text{DOV}}$	dovolené napětí ve smyku	[MPa]

## 1. Úvod:

Zadání diplomové práce bylo navrhnout konstrukční řešení automobilové spojky. Při návrhu jsem se zaměřil na méně sériově vyráběný typ spojky. Koncepce spojky je určena pro víceúčelová vozidla. V praxi se podobný typ spojek, z hlediska principu funkčnosti, začíná montovat do dvojspojkových převodovek s označením DSG – nový typ automatických převodovek. Ve své diplomové práci se zabývám konstrukcí dvojité spojky.

Tento typ spojky je možný použít pro pohon přídatného pohonu. Přídatný pohon je pak závislý na motoru a nikoliv na spojce. Jednotlivé výhody a porovnání s jinou konstrukcí pomocného pohonu se dočtete v této práci.

Návrh byl proveden pro vozidlo Iveco Daily 65C15, které by se konstrukčně upravilo, aby mohlo splňovat veškeré požadavky pro technické služby. Vozidlo by bylo upraveno tak, aby jednotlivé nastavby se mohly měnit. Nastavby by byly typu drtič odpadu, čistič pozemních komunikací apod. Veškeré nastavby, které by se používaly, potřebují pro svou funkci zdroj točivého momentu. Točivý moment by se odebíral z motoru vozidla. Z hlediska požadavku pomocného pohonu na přívod velkých točivých momentů jsem volil typ dvojité spojky. Požadavkem je, aby jednotlivé pohony byly na sobě nezávislé a dle potřeby se mohly nezávisle na sobě rozpojovat, a to jak při stojícím tak i jedoucím vozidle. Dalším požadavkem bylo přenést vysoký točivý moment na pomocný pohon.

Problematika ovládání spojky je popsána v kapitole 4. Vypínání pojezdového pohonu vozidla je konstrukčně řešeno klasicky pomocí pedálu. Pomocný pohon je řešen pomocí páky.

Součástí práce jsou výkresy, které jsou uváděny jako příloha na CD.

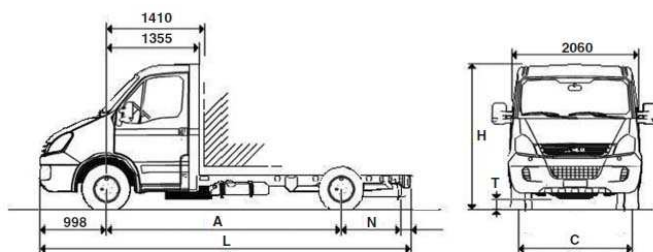
V závěru práce bude celkové zhodnocení navrhovaného řešení a dalších doporučení.

## 2. Rozbor současného stavu

### 2.2 Technický popis vozidla:

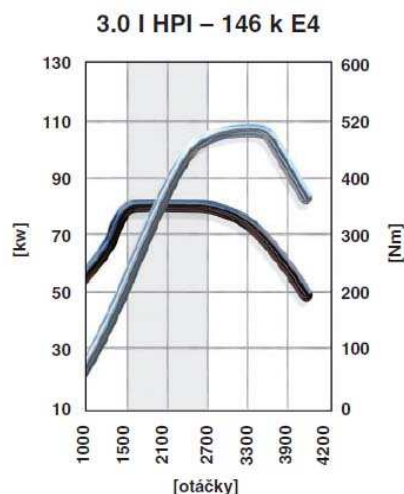
Navrhované řešení spojky najde uplatnění u technických služeb. Požadavkem je menší nákladní automobil, který bude určen pro sezóní práce. Nastavby vozidla musí být snadno měnitelné. Pro provoz nástaveb je zapotřebí dodání velkých kroutících momentů. Tento moment musí být snadno rozpojitelný od zdroje momentu (motor). Nastavby jsou typu pro drcení větví, čištění pozemních komunikací, cisternové nastavby a jiné.

Pro požadované parametry bylo navrženo vozidlo Iveco Daily. Toto vozidlo spadá do kategorie N2 podle EHK. Jeho celková hmotnost je 6500 kg. Rám vozidla je žebřinový. Vozidlo je klasické koncepce, tzn. motor vpředu, spojka s převodovkou pevně upevněna k motoru, přenos momentu na zdaní nápravu je pomocí kardanové hřídele.



Obr.č.2.1: Iveco Daily

Hnací jednotkou vozidla je čtyřdobý přeplňovaný čtyřválec o objemu 2998 cm<sup>3</sup>, typem Iveco F1CE0481F, který splňuje EURO 4. Jeho maximální točivý moment je 350 Nm při 1400-1600 ot·min<sup>-1</sup> a výkon 107 kW při 3500 ot·min<sup>-1</sup>. Výkonová charakteristika motoru je na obr.2.2.



Typ motoru Iveco F1CE0481F	
Objem	2998 cm <sup>3</sup>
Max. výkon	107 kW při 3500 ot./min
Max. kroutící moment	359 Nm při 1400-2600 ot./min

Obr.2.2.: Výkonová charakteristika s tabulkou základních údajů

Součástí vozidla je převodovka typu IVECO ZF 6S-400 OD. Převodovka má pět rychlostní stupňů plus jeden zpětný chod. Nejnižší převodový stupeň má převodový poměr  $i_1 = 5,38$ . Náhon je na zadní nápravu. Převodový poměr rozvodovky  $i_o = 4,556$ .

Kola automobilu jsou 225/75 R16.

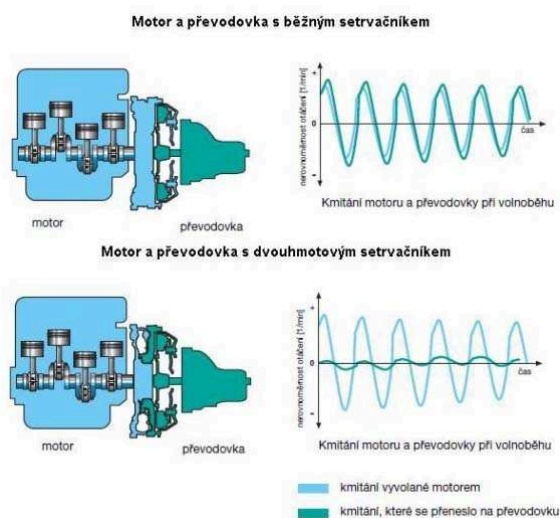
Součástí motoru je setrvačník, který je dvouhmotový.

### Dvouhmotový setrvačník

Spalovací motor pracuje v periodických cyklech, při kterých dochází ke kolísání otáček a vzniku torzních kmitů. Torzní kmitání se přenáší do hnacího ústrojí a je příčinou vzniku hluků - hlučnost převodovky, dunění, rezonance karoserie. Způsobuje také kolísání výkonu. Příčinou těchto jevů je zvýšení namáhání součástí. V důvodu těchto nežádoucích účinků se používá torzní tlumič, který je součástí spojkového kotouče a nebo dvouhmotového setrvačníku.

Čtyř válcové motory jsou charakteristické vyšší nerovnoměrností chodu motoru a výše položenými rezonančními otáčkami. Pro zamezení přenosu rezonancí na hnací ústrojí se používá torzní tlumič, který dříve byl součástí spojkového kotouče. Bylo zjištěno, že při stejných či dokonce menších stavebních rozměrech spojky, již nebylo nadále možné pokrýt trvale rostoucí výkon a točivé momenty motoru. Výrobce spojky LUK uvádí, že pomocí posunutí pružin dále od středu a použitím pružin o větším průměru je následně dosaženo pětinasobné tlumicí kapacity při zachování stejných konstrukčních parametrů. Dvouhmotový setrvačník svým integrovaným pružinovým tlumičem toto kmitání téměř zcela absorbuje obr.č.2.3. Výsledkem je dobře izolované kmitání.

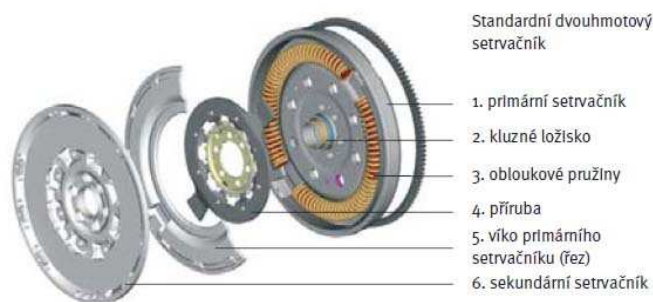
Protože torzní tlumič je integrován do dvouhmotového setrvačníku, používá se často spojková lamela v původním provedení bez torzních tlumičů.



Obr.č.2.3.: Přenášení kmitu na převodové ústrojí

### Konstrukce Dvouhmotového setrvačníku

Dvouhmotový setrvačník se skládá z primárního setrvačníku a sekundárního setrvačníku. Obě setrvačné hmoty jsou spojeny radiálním kuličkovým nebo kluzným ložiskem a mohou se vzájemně otáčet. Točivý moment přenáší pružinový tlumič (obloukové pružiny) vložený mezi primární a sekundární setrvačník. Primární setrvačník je pevně spojen s klikovou hřídelí motoru a sekundární setrvačník je následně třecí plochou pro spojkový kotouč. Konstrukce dvouhmotového setrvačníku je uvedena na obr.č. 2.4.



Obr.č.2.4: Řez a reálná fotografie dvouhmotového setrvačníku

## **2.3 Typy spojek**

Spojky používané ve vozidle můžeme rozdělit do několika kategorií. Spojky se dělí podle způsobu vzájemného silového působení hnacích a hnaných částí a způsobu ovládání.

Podle vzájemného silového působení rozeznáváme tyto druhy spojek:

- a) Třecí
  - pružinové
  - Kotoučové
  - Lamelové
  - Kuželové
- odstředivé
- b) Elektromagnetické
- c) Hydraulické

Podle způsobu ovládání dělíme spojky na:

- a) Ručně ovládané
- b) Samočinné

### Funkce spojek:

Spojka je nedílnou součástí převodového ústrojí. Její hlavní funkcí je přerušit moment mezi převodovkou a motorem. Řazení rychlostních stupňů v mechanické převodovce nelze

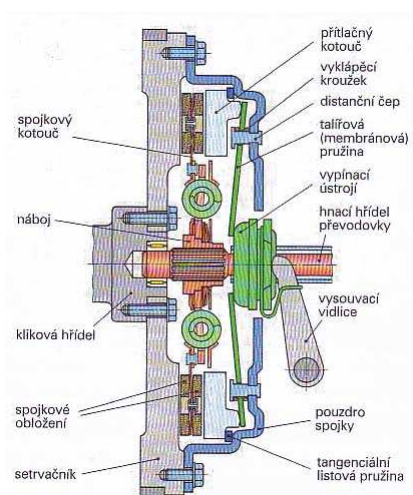
řadit pod zátěží a proto je zapotřebí přerušit tok momentu. Spojka má také funkci prokluzu, která umožňuje plynulý rozjezd vozidla.

Jelikož diplomová práce se zabývá konstrukcí pružinové třecí spojky, je její funkce popsána v následujících bodech. Popis jiných konstrukcí spojky se tato práce nezabývá.

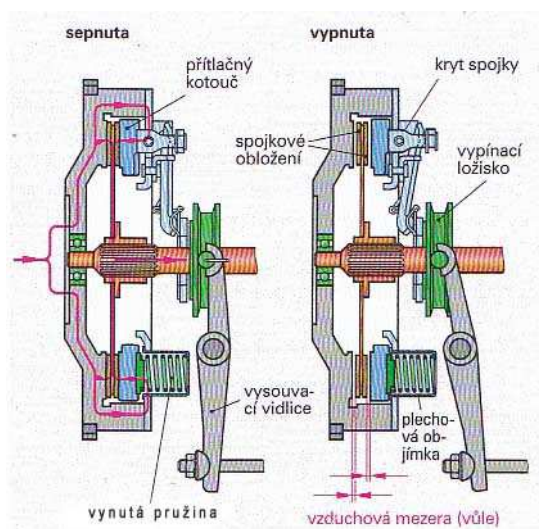
### 2.3.1. Popis kotoučové třecí spojky

Přenos točivého momentu je zajišťován třením části hnacích a hnaných, které jsou k sobě přitlačovány. Kotoučové spojky bývají z pravidla suché a chlazeny jsou vzduchem. Z tohoto důvodu bývá jejich konstrukce otevřená nebo je pouze zakryta z důvodu izolace od vnějších nečistot. Vypínání spojky se děje oddálením hnací a hnané části a může být mechanické, vzduchové, kapalinové nebo elektrické, ovládané nohou nebo rukou, avšak i samočinně.

Řez klasického provedení suché jednokotoučové třecí spojky je naznačen na obr.č.2.5. Tento typ spojky je nejpoužívanější v automobilovém průmyslu především jako rozjezdová spojka pro automobil.



a) spojka s talířovou pružinou



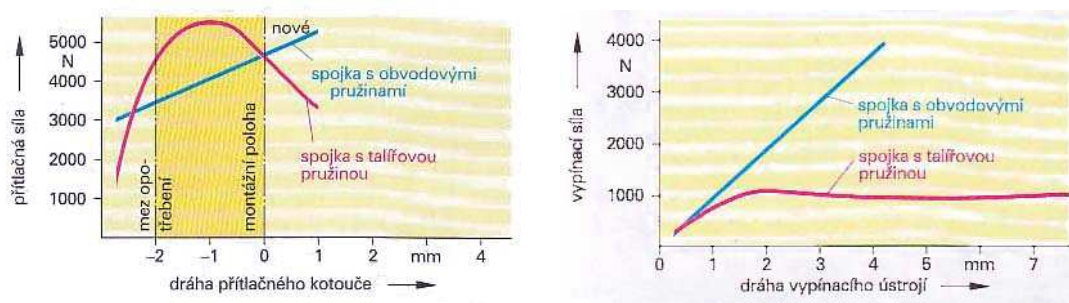
b) spojky s vinutou pružinou

Obr.č. 2.5. Řez spojky [Gscheidle, 2001]

#### Charakteristika přitlačných pružin

V diagramu na obr. 2.6. je znázorněna charakteristika pružin. Charakteristika, která popisuje závislost délky stlačení vůči přitlačné síle v porovnání s talířovou a vinutou pružinou. Vinutá pružina má lineární průběh, kdežto talířová pružina má průběh přitlačné síly podle funkce. Z obrázku lze vyčíst, že talířová pružina má lepší vlastnosti z hlediska použití jako zdroj přitlačné síly spojky. Výhodou talířové pružiny oproti vinuté je menší vypínací síla při opotřebení obložení spojky přitlačná síla dokonce vzroste. Z tohoto důvodu výrobci spojek

používají převážně talířové pružiny. Z hlediska návrhu je talířová pružina pro výpočet daleko obtížnější. Výrobci spojek mají na to svoje početní metodiky, které získaly v rámci svých zkušeností. Nepodařilo se mi nalézt rozumný početní postup pro výpočet talířové pružiny, kde by se nemuselo volit spoustu koeficientů. Pro návrh je vinutá pružina početně daleko snazší. Další nevýhodou talířové pružiny je poměrně složitá technologie výroby.

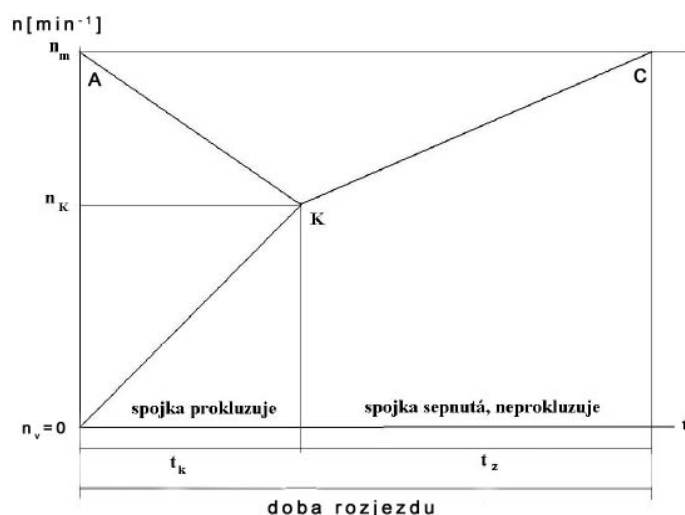


Obr.č.2.6: Porovnání vinuté a talířové pružiny

#### Charakteristiky rozjezdu třecí spojky:

Vlastní rozjezd spojky můžeme rozdělit do dvou fází. Během první fáze rozjezdu vozidla dochází k prokluzování spojky, které je způsobeno nestejnými otáčkami hnané  $n_v$  a hnací  $n_m$  části spojky. Při začátku rozjezdu jsou otáčky na vstupní hřídeli spojky nulové  $n_v = 0$  a otáčky motoru jsou  $n_m > 0$ . S prokluzováním kotoučů je spojeno zahřívání spojky, to způsobuje přeměna třecí práce na teplo. Časový průběh otáček během rozjezdu vozidla je popsán graficky na obr.č.2.7. Úsek  $n_m - K$  z velké části ovlivňuje hmotnost setrvačníku a použitého materiálu obložení spojky. Čím nižší hmotnost setrvačníku nebo čím vyšší součinitel tření obložení s třecími plochami, tím jsou otáčky spojovacího bodu ( $n_k$ ) nižší. Spojka je tzv. „tvrdá“. Tvrdá spojka má za následek zkrácení doby prokluzu  $t_k$  a větší namáhání motoru a převodového ústrojí. Druhá fáze probíhá bez prokluzu spojky tzn., že oba přítlačné kotouče jsou vůči sobě pevně spojeny přítlačnou silou. Nedochází ke tření. Doba sepnuté fáze spojky  $t_z$  závisí na přenášeném točivém momentu motoru. Součet doby prokluzu a doby spojené je roven celkové době rozjezdu.



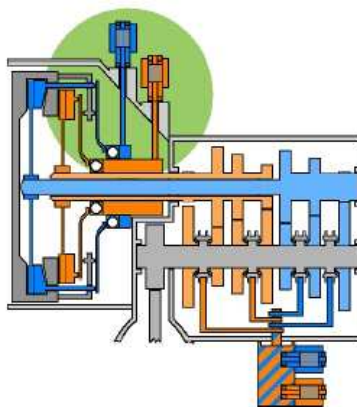


Obr.č.2.7: Činnost spojky při rozjezdu

### **Konstrukce řešení dvojitých spojek:**

Spojka se skládá ze dvou spojkových lamel. Každý spojková lamela má svoji výstupní hřídel (vstupní hřídel převodovky).

V dnešní době dvojitě spojky mají velké uplatnění i u osobních automobilů především u dvojspojkových převodovek obr.č.2.8. Tyto převodovky jsou automatizované a jsou označovány jako DSG převodovky. Její prvotní výhodou je, že při řazení nedochází k přerušení hnací síly a nižší spotřeba paliva. Převodovka je konstruována jako dvě dílčí mechanické převodovky. Každá z nich zahrnuje spojku a jednu vstupní hřídel, která přenáší točivý moment na svou výstupní hřídel. Obě tyto výstupní hřídele jsou přes ozubená soukolí spojeny se stálým převodem. Spojky se spínají a rozepínají podle toho, jaký rychlostní stupeň má být zařazen. Každá z nich ovládá jiné převodové stupně. Jedna ovládá liché a druhá spojka sudé stupně. Ve druhé dílčí převodovce probíhá přerazování nebo je již přichystán rychlostní stupeň, ale její spojka je vypnuta.



Obr.č.2.8: Dvojspojková převodovka

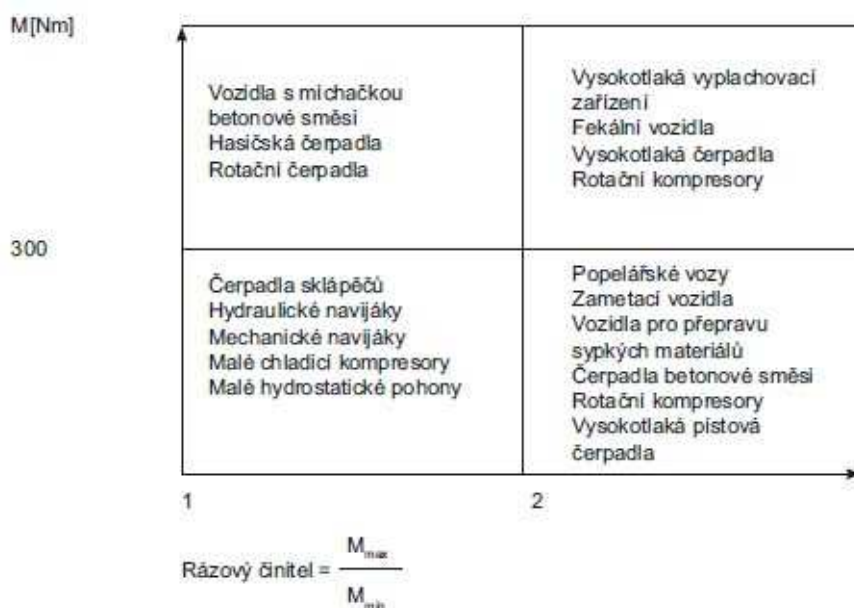


## 2.4. Pomocné pohony

Pomocné pohony mohou být umístěny na různých místech na motoru (na přední straně motoru, na vzduchovém kompresoru, na zadní straně motoru), na převodovce, na redukční převodovce.

Při návrhu pomocného pohonu se musí brát v úvahu následující aspekty: přípustné točivé momenty, směr otáčení, rázové činitele, životnost, převod, chlazení, montáž a přístupnost.

Maximální točivý moment povolený pro pomocný pohon se dá využít pouze tehdy, když provoz probíhá naprosto bez rázů a vibrací. Tohoto požadavku se zřídka kdy dá docílit, a proto je nutné brát při výběru pomocného pohonu v úvahu rázové činitele. Obr.č.2.9. obsahuje klasifikaci točivých momentů a rázových činitelů pro některé běžné použití. Pomocné pohony by také neměly být tepelně přetěžovány, a pokud jsou namontovány agregáty, u nichž hrozí nebezpečí přetížení pomocných pohonů, je nutné namontovat pojistku proti přetížení anebo přídatné chlazení (např. ventilátor). Převodový poměr pomocného pohonu by neměl být celočíselný např. 1:1, 1:2 apod., protože při nich mohou vznikat rezonanční vibrace.



Obr.č.2.9: Točivé momenty a rázové činitele v pomocném pohonu [2]

### Typy umístění pomocných pohonů

- Klínová řemenice
- Pomocný pohon na převodovce
- Pomocné pohony na vzduchovém kompresoru

### 2.4.1 Pomocný pohon na klínové řemenici

Je umístěn na předním konci klikového hřídele. Přenos momentu je přes řemenici a řemenový převod pomocný pohon poháněn (např. kompresor klimatizace).

Toto uspořádání má řadu nevýhod z hlediska prostoru a hmotnosti agregátu. Hmotnost by neměla přesahovat 11 kg. Přenášený výkon přes řemenici je také omezen.

### 2.4.2. Pomocný pohon na převodovce

Pomocný pohon můžeme rozlišovat podle závislosti na toku: Pomocný pohon závislí na motoru nebo na spojce

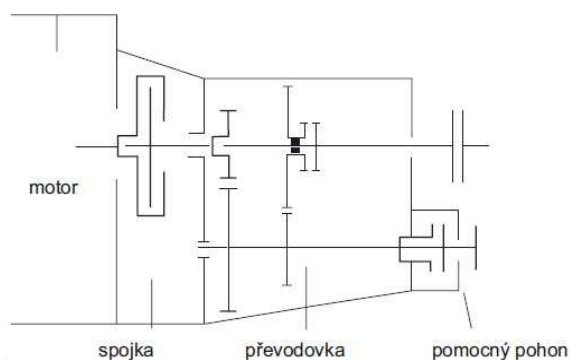
#### Pomocný pohon závislí na spojkce:

Kliková hřídel motoru pohání při běžícím motoru a zapnuté spojkce dvojici kol převodovky. Díky tomu se také otáčí předloková hřídel. Při vypnutí spojky zůstane předloková hřídel v důsledku vnitřních odporů v převodovce stát. V tomto provozním stavu je možné zapnout pomocný pohon.

Převodový poměr mezi motorem a pomocným pohonem je dán převodovým poměrem dvojic kol (hlavního hřídele k předlokovému hřídeli).

Ovládání pomocného pohonu bývá obvykle pneumaticky pomocí ventilu a jednostranně zatěžovaného pneumatického válce, který je integrován ve skříni pomocného pohonu.

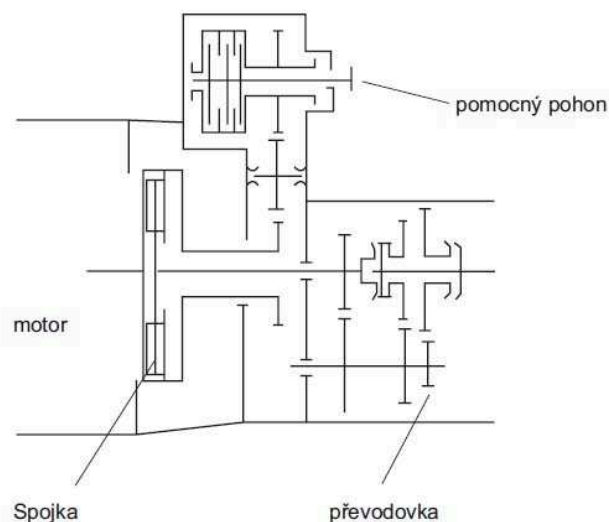
Provoz je možný při stojícím i jedoucím vozidle, ale zapnutí se musí provádět při stojícím vozidle (při stojící předlokové hřídeli převodovky). Jeli pomocný pohon závislí na spojkce v provozu během jízdy, nesmí se provádět žádné řazení. Vypínání se musí provádět při volnoběžných otáčkách motoru.



Obr.č.2.10: Schéma převodovky pomocného pohonu

### Pomocný pohon závislí na motoru:

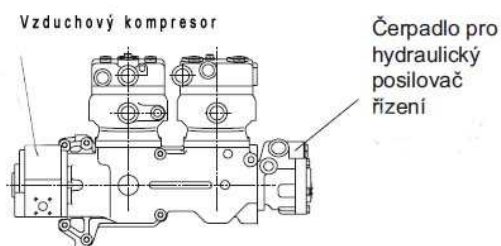
Pomocné pohony jsou přímo spojeny s klikovým hřídelem motoru a ochlazují pojezdovou spojku obr.č.2.11. Jsou určeny pro dlouhodobý provoz a vysoký výkon. Spínání se provádí pomocí vestavěné hydraulické lamelové spojky. Pomocný pohon může být v provozu při stojícím i jedoucím vozidle a je nezávislý na pojezdové spojce.



Obr.č.2.11: Schéma převodovky pomocného pohonu

### Pomocné pohony na vzduchovém kompresoru

U některých typů motoru je možno připevnit k přednímu konci vzduchového kompresoru hydraulická čerpadla. Má to velkou výhodu, že není potřeba žádného řemenového převodu. Toto lze použít tehdy, když pomocný pohon nepotřebuje velký točivý moment.



Obr.č.2.12.: Hydraulické čerpadlo na předním konci vzduchového kompresoru

### 3. Návrhový a kontrolní výčet

#### 3.1 Určení základních rozměrů spojky

Rozměr spojkového obložení byl volen na základě konstrukčních parametrech setrvačníku. Setrvačník byl zanechán na původním motoru. Průměr třecí plochy setrvačníku je 285mm. Z tohoto průměru vycházím pro volbu průměru obložení spojky. Dle katalogu firem a normy ČSN 30 3110 jsem zvolil vnější průměr lamely  $D = 280$  [mm] a vnější průměr  $d = 165$  [mm] při tloušťce lamely  $t = 4$  [mm].

##### 3.1.1 Velikost spojkového momentu

Velikost maximálního přenášeného momentu od motoru je  $M_m = 350$  Nm. Pro praktické využití je potřeba počítat s provozním součinitelem. Tato nutnost vyplývá z možného přetížení a krátkodobého vzrůstu přenášeného točivého momentu nebo zahlcení poháněné jednotky. Dále je nutno uvažovat s akcelerací rotačních součástí, které také vyžadují dostatečnou rezervu pro bezproblémový přenos točivého momentu. Volba provozního součinitele je závislá na typu poháněné jednotky a také na druhu pohonu. V případě jednoválcového spalovacího motoru se hodnoty pohybují od 2,5 do 4. Pro pohon dvouválcové spalovací motory je možno volit 2 až 3,5. Při využití motoru elektrického či víceválcového spalovacího nebo parních a plynových turbíny optimální volby provozního součinitele od 1,2 do 3. Nižší hodnoty jsou vhodné pro generátory pásové podavače, rotační kompresory, větráky apod. vyšší hodnoty odpovídají pro použití rypadla, vrtací jednotky apod.

Při návrhu spojky je uvažován provozní součinitel o hodnotě 1,2. Důvodem použití této relativně nízké hodnoty je pohon víceválcovým motorem, který zaručuje menší kolísání produkovaného momentu.

Spojkový moment je počítán podle vztahu:

$$M^M = \beta \cdot M_m \quad (3.1)$$

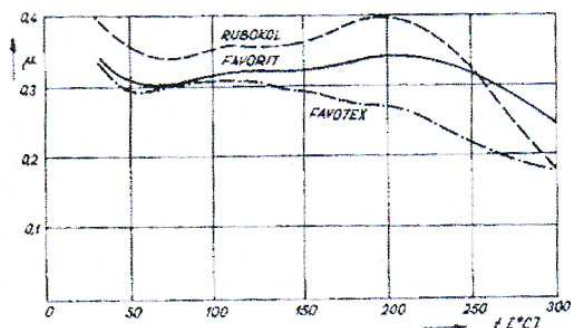
$$M^M = 1,2 \cdot 350 = 420 \text{ [Nm]}$$

Spojkový moment odpovídá hodnotě 420 Nm.

##### 3.1.2 Stanovení součinitele tření

Součinitel tření může být různý a závisí na typu použitých lamel. Součinitel tření je závislý na měrném tlaku, velikosti prokluzu a teplotě. Průběh změny součinitele je popsán obr.č.3.1.

Teoretický součinitel tření se pohybuje kolem hodnoty 0,4. Tuto hodnotu je nutno korigovat bezpečností. Bezpečnost pro osobní automobil  $\beta=1,5$ , pro nákladní automobil se pohybuje od 1,7 až 2, pro těžké stroje od 2 až 2,7. Pro navrhovaný případ jsem volil bezpečnost  $\beta = 2$ .



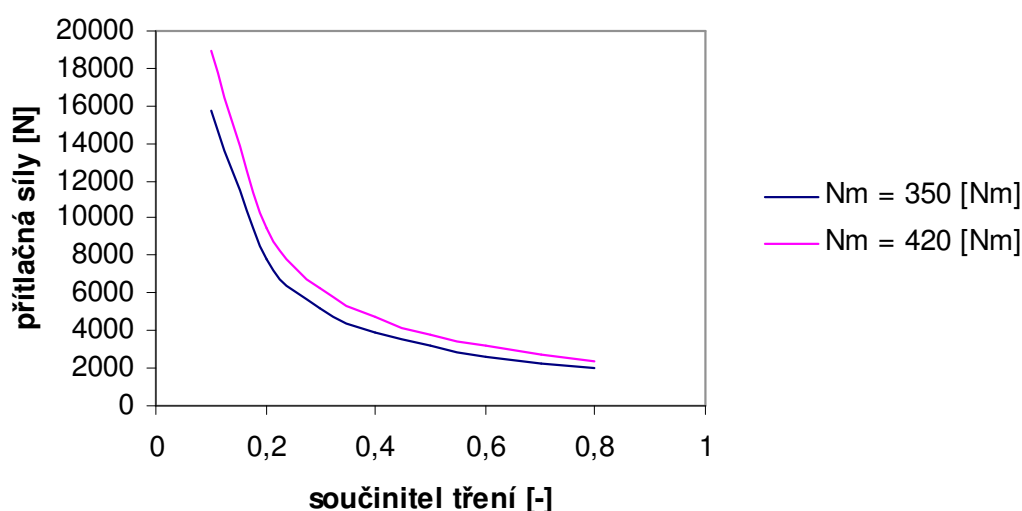
Obr.č.3.1: Závislost součinitele tření na teplotě [Matějka, 1994]

Součinitel tření se stanoví dle rovnice:

$$\mu = \frac{\mu_t}{\beta} \quad (3.3)$$

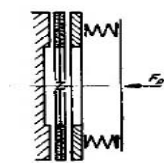
$$\mu = \frac{0,4}{2} = 0,2 [-]$$

Součinitel tření má velký vliv na přenášený točivý moment. Z přenosu točivého momentu se počítá přítláčná síla. Velikost přítláčné síly hodně závisí na součiniteli tření viz. obr.č.3.2, a proto je zapotřebí jej správně zvolit. Závislost byla vypočtena pro námi zadané rozměry lamely spojky. Výpočet byl proveden dle rovnice (3.5) pro zaběhnutou spojku.



Obr.č.3.2: Zvislost přítláčné síly na součiniteli tření

### 3.1.3 Výpočet přitlačných sil



Obr.3.3.: přitlačná síly

Přítlačná síla je síla, kterou jsou svírány lamely spojky mezi setrvačником a přítlačným kotoučem. Přítlačná síla se počítá pro zaběhnutou a nezaběhnutou spojku.

Spojka má celkem dvě třecí plochy a to pro každý pohon zvlášť.

Pro výpočet je třeba znát velikost spojkového momentu, rozměry obložení a počet třecích ploch.

Aby se mohl přenášet moment musí být přítlačné plochy k sobě přitlačovány přítlačnou silou, která působí na obložení měrným tlakem  $p$  [Pa]. Plochy obložení o šířce  $dy$  se vyjádří jako

$$dS = 2\pi \cdot y \cdot dy \quad (3.4)$$

Přítlačná síly působí na tuto plochu

$$dF_p = p \cdot dS = p \cdot 2\pi \cdot y \cdot dy \quad (3.5)$$

Třecí síla je pak vyjádřena jako

$$dF_T = \mu \cdot dF_p = \mu \cdot p \cdot 2\pi \cdot y \cdot dy \quad (3.6)$$

Třecí síla, která působí na rameni pak představuje přenášený moment

$$dM_t = y \cdot dF_T = y \cdot \mu \cdot p \cdot 2\pi \cdot y \cdot dy \quad (3.7)$$

Celkový přenášený moment se následně vyjádří pomocí integrace rovnice (3.7) v mezích  $R_1$  až  $R_2$  pro případ a) nebo b).

#### a) Pro nezaběhnutou spojku

Pro nezaběhnutou spojku platí, že měrný tlak je ve všech místech obložení konstantní.

$$M_t = \mu \cdot p \cdot 2\pi \cdot \int_{R_2}^{R_1} y^2 \cdot dy = \mu \cdot p \cdot 2\pi \cdot \left[ \frac{y^3}{3} \right]_{R_2}^{R_1} = \mu \cdot p \cdot 2\pi \cdot \frac{R_1^3 - R_2^3}{3} \quad (3.8)$$

Pro  $k$  třecích ploch přenáší točivý moment

$$M_t = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot p \cdot \pi \cdot k \cdot (R_1^3 - R_2^3) \quad (3.9)$$

Pro přítlačnou sílu pružin dostaneme integrací rovnice (3.5).

$$F_p = p \cdot 2\pi \int_{R_2}^{R_1} y \cdot dy = p \cdot 2\pi \cdot \left[ \frac{y^2}{2} \right]_{R_2}^{R_1} = p \cdot \pi \cdot (R_1^2 - R_2^2) \quad (3.10)$$

Po úpravě rovnice (3.10)

$$p = \frac{F_p}{\pi \cdot (R_1^2 - R_2^2)} \quad (3.11)$$

Po dosazení do rovnice (3.9) dostaneme

$$M_t = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot F_p \cdot k \cdot \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2} \quad (3.12)$$

Pro výpočet přítláčné síly se vychází z rovnice (3.12). Přenášený moment  $M_t$  se rovná momentu spojovému  $M^M$ .

$$F_{pN} = \frac{3 \cdot M^M}{2 \cdot \mu \cdot k} \cdot \frac{R_1^2 - R_2^2}{R_1^3 - R_2^3} \quad [N] \quad (3.13)$$

$$F_{pN} = \frac{3 \cdot 420}{2 \cdot 0,2 \cdot 2} \cdot \frac{0,140^2 - 0,0825^2}{0,140^3 - 0,0825^3} = 9232,67 [N]$$

#### b) Pro zaběhnutou spojku

Pro zaběhnutou spojku platí, že opotřebení obložení ve směru přítláčné síly je všude konstantní a musí platit.

$$p \cdot v = konst. \quad (3.14)$$

Opotřebení obložení je úměrné tlaku a rychlosti, jakou se po sobě jednotlivá místa smýkají.

Obvodová rychlost je vyjádřena jako

$$v = y \cdot \omega$$

Po dosazení do rovnice (3.14)

$$p \cdot y \cdot \omega = konst.$$

Úhlová rychlost  $\omega = konst.$  musí platit

$$p \cdot y = konst.$$

Potom pro přítláčnou sílu platí, kde  $p \cdot y = konst.$  a proto  $p \cdot v$  se neintegruje

$$F_p = p \cdot y \cdot 2\pi \int_{R_2}^{R_1} dy = p \cdot y \cdot 2\pi \cdot [y]_{R_2}^{R_1} = p \cdot y \cdot 2\pi \cdot (R_1 - R_2) \quad (3.15)$$

Po úpravě

$$p \cdot y = \frac{F_p}{2\pi \cdot (R_1 - R_2)} = konst. \quad (3.16)$$

Tato rovnice má průběh rovnoosé hyperboly a její průběh popisuje rozložení tlaku  $p$  na obložení. Po dosazení za  $y$  středního poměru získáme rovnici

$$y = \frac{R_1 + R_2}{2}$$

$$p \cdot \frac{R_1 + R_2}{2} = \frac{F_p}{2\pi \cdot (R_1 - R_2)}$$

$$p = \frac{F_p}{\pi \cdot (R_1^2 - R_2^2)} \quad (3.17)$$

Při zaběhnuté spojce je na vnitřním poloměru  $R_2$  tlak větší než na vnějším  $R_1$ . Rovnice přenášeného momentu je pak

$$M_t = \mu \cdot p \cdot 2\pi \cdot \int_{R_2}^{R_1} y \cdot dy$$

Po dosazení rovnice (3.16)

$$M_t = \mu \cdot p \cdot 2\pi \cdot \int_{R_2}^{R_1} y \cdot dy = \mu \cdot \frac{F_p}{2\pi \cdot (R_1 - R_2)} \cdot 2\pi \cdot \int_{R_2}^{R_1} y \cdot dy$$

$$M_t = \mu \cdot \frac{F_p}{(R_1 - R_2)} \cdot [y]_{R_2}^{R_1} = \mu \cdot \frac{F_p}{(R_1 - R_2)} \cdot \frac{R_1^2 - R_2^2}{2} = \mu \cdot F_p \cdot \frac{R_1 + R_2}{2}$$

Pro k třecích ploch

$$M_t = \mu \cdot F_p \cdot \frac{R_1 + R_2}{2} \cdot k \quad (3.18)$$

Po úpravě rovnice (3.18) získáme rovnici

$$F_{pZ} = \frac{2 \cdot M^M}{\mu \cdot k \cdot (R_1 + R_2)} \quad [\text{N}] \quad (3.19)$$

Tato rovnice popisuje přítláčnou sílu zaběhnuté spojky. Třecí moment  $M_t$  je roven momentu spojkovému.

$$F_{pZ} = \frac{2 \cdot 420}{0,2 \cdot 2 \cdot (0,140 + 0,0825)} = 9438,20 [\text{N}]$$

Kde:  $R_1$  je vnější poloměr obložení spojky [mm]

$R_2$  ... vnitřní poloměr spojky [mm]

$\mu$  .... součinitel tření [-]

$k$  .... počet třecích ploch [-]

$M^M$  ... spojkový moment [Nm]

Pro přenos požadovaného spojkového momentu 420 Nm je nejvyšší přítláčná síla u zaběhnuté spojky. Při dalších výpočtech se bude počítat právě se silou s nejvyšší požadovanou přítláčnou silou  $F_{pZ}=9438,2 \text{ N}$ .

Výpočet přítláčné síly není jediným kritériem při návrhu spojky. Při návrhu se musí brát zřetel i na zahřívání spojky. Dále při návrhu má i vliv setrvačných hmot spojených s hnací



a hnanou částí, počet převodových stupňů, otáčky motoru při spínání a rozepínání spojky a počet provozně nutných zapínání. Tyto okolnosti jsou následně zahrnuty v součinitelích pro korekci součinitele tření.

### 3.1.4 Kontrola měrného tlaku

Měrný tlak je tlak, který je mezi obložením spojky a přítlačným kotoučem. Přítlačný kotouč je přitlačován přítlačnou silou.

Měrný tlak se vypočítá dle rovnice

$$p = \frac{F}{S} [Pa]$$

Z měrného tlaku určíme, zda počet přítlačných ploch je dostačující pro přenos spojkového momentu.

Měrný tlak u suché spojky se má pohybovat v těchto mezích, pro:

Osobní automobil  $p = 200$  až  $250$  kPa

Nákladní automobil  $p = 150$  až  $200$  kPa

Autobusy  $p = 105$  až  $125$  kPa

- pro nezaběhnutou spojku

$$p = \frac{F_{pN}}{\pi \cdot (R_1^2 - R_2^2)} \quad [Pa] \quad (3.20)$$

$$p = \frac{7693}{\pi \cdot (0,140^2 - 0,0825^2)} = 229709 [Pa] = 229,709 [kPa]$$

- pro zaběhnutou spojku

$$p = \frac{F_{pZ}}{\pi \cdot (R_1^2 - R_2^2)} \quad [Pa] \quad (3.21)$$

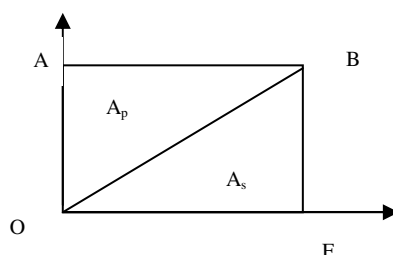
$$p = \frac{9438,20}{\pi \cdot (0,140^2 - 0,0825^2)} = 234823 [Pa] = 234,23 [kPa]$$

Měrné tlaky zaběhnuté a nezaběhnuté spojky spadají do intervalu pro osobní automobil. Součinitele tření má velký vliv na velikosti přítlačné síly obr.č.3.2. Z hlediska, že přítlačná síla vinutých pružin při opotřebení obložení spojky klesá a odchylka měrného tlaku od požadované tolerance není až moc znatelná, tak prohlašuji, že měrný tlak vyhovuje pro dané řešení.

## 3.2 Kontrola spojky na oteplení

Při výpočtu ohřevu spojky musíme počítat s prací, která je úměrná velikosti třecích ploch. Tím je dáno namáhání a opotřebení třecích ploch.

Zjednodušený diagram při činnosti spojky při rozjezdu je popsán obr.č.3.4. Práce odevzdaná ( $A_m$ ) je rovna součtem práce potřebné pro prokluz ( $A_p$ ) a práce potřebné pro zrychlení ( $A_s$ ). Práce potřebná pro prokluz je plochou trojúhelníku OAB a práce potřebná pro zrychlení popsána také trojúhelníkem o vrcholech OBF. Práce odevzdaná motorem odpovídá v diagramu ploše OABF.



Obr.č.3.4.: Diagram činnosti spojky

### 3.2.1. Výpočet měrné práce

Při zjednodušeném výpočtu je třeba zavést několik zjednodušených předpokladů. Prvním předpokladem je, že otáčky motoru jsou v průběhu činnosti spojky při rozjezdu (prokluz a zrychlování) konstantní. Druhým předpokladem je, že spojka přenáší při rozjezdu konstantní moment, čímž zrychlování vozidla v tomto okamžiku je konstantní [Matějka,1994].

Pro výpočet musíme znát maximální otáčky motoru, které jsou  $n_{\max} = 4000 \text{ min}^{-1}$ . Pro výpočet se volí maximální otáčky pro zážehové motory  $n = 0,75 \cdot n_{\max}$

$$n = 0,75 \cdot n_{\max} = 0,75 \cdot 4000 / 60 = 50 \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (3.22)$$

Dále je třeba znát celkový převodový poměr. Při návrhu je rozhodující nejvyšší celkový převodový poměr. Ten je docílen pomocí zařazeného prvního rychlostního stupně a je vyjádřen rovnicí

$$i_c = i_I \cdot i_o = 5,38 \cdot 4,556 = 24,51 \text{ [-]}$$

Stálý převod má převodový poměr  $i_o = 4,556$ .

Celková třecí plocha kotouče

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2) \cdot k \quad [\text{cm}^2] \quad (3.23)$$

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (28^2 - 16,5^2) \cdot 4 = \underline{\underline{1607,71 \text{ cm}^2}}$$

Kde: **k** je počet třecích ploch [-]

$D_1$  .. vnější průměr lamely spojky [cm]

$D_2$  .. vnitřní průměr lamely spojky [cm]

Hledaná měrná práce se vyjádří jako

$$\bar{a} = \frac{A_p}{S} = \frac{19,7 \cdot M^M \cdot n^2 \cdot r_k^2 \cdot m \cdot g}{S \cdot i_c \cdot [0,95 \cdot M_t^M \cdot i_c - m \cdot g \cdot r_k \cdot (\operatorname{tg} \alpha + f \cdot \cos \alpha)]} \quad [\text{J/cm}^2] \quad (3.24)$$

$$\bar{a} = \frac{19,7 \cdot 420 \cdot 50^2 \cdot 0,28^2 \cdot 6500 \cdot 9,81}{1607,71 \cdot 24,51 \cdot [0,95 \cdot 350 \cdot 24,51 - 6500 \cdot 9,81 \cdot 0,28 \cdot (0 + 0,015 \cdot 1)]}$$

$$\bar{a} = \underline{\underline{81,58 \text{ J/cm}^2}}$$

Měrná práce je kladné hodnoty a není velmi malé číslo. Pokud by tomu tak bylo, nešlo by vozidlo rozjet. Pro srovnání: Tatra 613, která má točivý moment motoru 265 [Nm] má měrnou práci rovna  $72,7 \text{ Jcm}^{-2}$ .

#### • Práce při prokluzu

$$A_p = \frac{19,7 \cdot M^M \cdot n^2 \cdot r_k^2 \cdot m}{i_c \cdot [0,95 \cdot M^M \cdot i_c - m \cdot g \cdot r_k \cdot (\operatorname{tg} \alpha + f \cdot \cos \alpha)]} \quad [\text{J}] \quad (3.25)$$

$$A_p = \frac{19,7 \cdot 420 \cdot 50^2 \cdot 0,153^2 \cdot 6500 \cdot 9,81}{24,51 \cdot [0,95 \cdot 350 \cdot 24,51 - 6500 \cdot 9,81 \cdot 0,153 \cdot (0 + 0,015 \cdot 1)]} =$$

$$A_p = \underline{\underline{131155 \text{ J} = 131,155 \text{ kJ}}}$$

Kde:  $M^M$  je spojkový moment [Nm]

$n$  ... otáčky [ $\text{s}^{-1}$ ]

$r_k$  ... poloměr kola [m]

$f$  ... valivý odpor [-]

$m$  ... hmotnost [kg]

$i_c$  ... celkový převodový poměr [-]

$g$  ... gravitační zrychlení [ $\text{m/s}^2$ ]

$\alpha$  ... úhel stoupání [ $^\circ$ ],  $\alpha = 0$

### 3.2.2. Kontrola spojky na oteplení

Na práci spojky i na její opotřebení má velký vliv oteplení při prokluzu. Vzhledem k tomu, že třecí obložení má velmi špatnou tepelnou vodivost, můžeme říct, že veškeré teplo, které vzniká při tření je pohlcováno třecími součástmi, které nemají třecí obložení tj. setrvačnick a přítlačné kotouče. Doba prokluzu je poměrně malá a přestup tepla do okolí je také malý, příslušné součásti musí mít dostatečnou hmotnost, aby mohli přijmout teplo bezu značného oteplení.

Množství tepla je úměrné práci

$$Q = A_p = m \cdot c \cdot \Delta t \quad [\text{J}] \quad (3.26)$$

Přírůstek tepla pak vyjádříme z rovnice

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot A_p}{m \cdot c} = \frac{0,25 \cdot 131,15}{20 \cdot 0,4815} = \underline{\underline{3,40^\circ\text{C}}} \quad (3.27)$$

Kde:  $\gamma$  je součinitel určující část práce při prokluzu, který se spotřebuje na oteplení přítlačných součástí.

Pro dvoukotoučové provedení spojky je  $\gamma = 0,25$

$c$  - měrné teplo zahříváných součástí

pro litinu  $c = 0,540 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C]}$

$m$  - hmotnost zahříváných součástí [kg]

$A_p$  - práce při prokluzu [kJ]

$\Delta t$  - přírůstek tepla [ $^\circ\text{C}$ ]

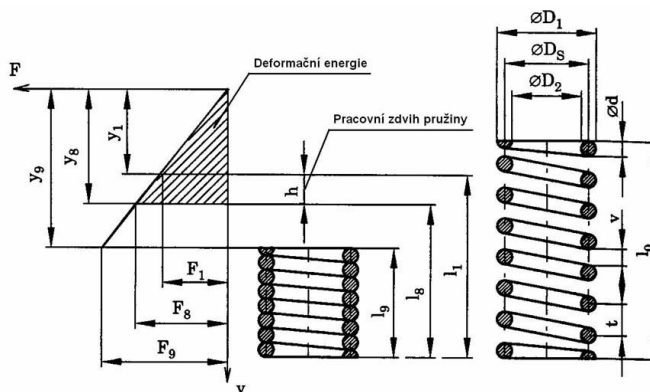
Celková hmotnost dvouhmotnostního setrvačnicku je 21,2kg. Protože setrvačnick je dělen na dvě poloviny, je zahrnuta celková hmotnost zahříváných součástí o něco menší než celková hmotnost setrvačnicku. Pro výpočet jsem počítal s celkovou hmotností zahříváných součástí 20kg.

Oteplení  $\Delta t$  nesmí překročit  $8^\circ\text{C}$ , pak se spojka nebude přehřívat při častém vypínání i v nejtěžších podmínkách. Toto tvrzení je ověřeno zkouškami [Matějka, 1994]. Na základě tvrzení mohu prohlásit, že spojka vyhovuje i z hlediska oteplení. Vypočtená hodnota je  $3,4^\circ\text{C}$  což je nižší hodnota než  $8^\circ\text{C}$ .

### 3.3. Výpočet přitlačných pružin

Při návrhu tlačné pružiny jsem vycházel z největší vypočtenou přitlačnou silou. Nejvyšší přitlačná síly byla při nezaběhnuté spojce a činila 9438,2 Nm. Dále jsem volil pro spojku 10 tlačných pružin. Na každou pružinu připadá tlačná síla  $F_1 = 943,82$  N.

Charakteristika a popis rozměrů pružiny jsou popsány obr.č.3.5.



Obr.č. 3.5: Charakteristika a rozměry pružiny

Při vypnutí spojky se síla jedné pružiny zvětší o 20%

$$F_8 = 1,2 \cdot F_1 = 1,2 \cdot 943,82 = 1132,58 \text{ [N]} \quad (3.28)$$

Mezní zatížení jedné pružiny je o 10-20% větší než  $F_8$ , ve výpočtu použiji 20%.

$$F_9 = 1,2 \cdot F_8 = 1,2 \cdot 1132,58 = 1359,10 \text{ [N]} \quad (3.29)$$

#### Volba pružiny

Z nomogramu pro předběžný odhad průměru drátu dle ČSN 026003, jsem volím podle síly  $F_9$ , tlačnou pružinu s cyklickým namáháním a s životností min.  $10^5$  cyklů tyto parametry pružiny:

- průměr drátu pružiny  $d = 6$  [mm]
- vnější průměr drátu  $D = 45$  [mm]

#### Výpočet vlastnosti a charakteristiky pružiny:

d) výpočet tuhosti pružiny

$$k = \frac{F_1}{y_1} = \frac{943,8}{25} = 37,75 \text{ [N/mm]} \quad (3.30)$$

e) výpočet stlačení pružiny  $y_1$  a  $y_8$

předpokládané stlačení sepnuté spojky pružiny  $h = 5$  mm

$$y_1 = \frac{h \cdot F_1}{F_8 - F_1} = \frac{5 \cdot 943,8}{1132,58 - 943,8} = 25 \text{ mm} \quad (3.32)$$

$$y_8 = y_1 + h = 25 + 5 = 30 \text{ mm} \quad (3.33)$$

$$y_9 = \frac{F_9}{k} = \frac{1359,10}{37,75} = 36 \text{ mm} \quad (3.34)$$

f) výpočet počtu činných závitů

$$n = \frac{y_8 \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot F_8 \cdot D_s^3} = \frac{30 \cdot 80000 \cdot 6^4}{8 \cdot 1132,58 \cdot 39^3} = 5,78 \text{ závitů} \Rightarrow \text{volím 5 závitů} \quad (3.35)$$

Kde G ...modul pružnosti ve smyku [MPa]

Pro uhlíkovou ocel G = 80000 MPa

D<sub>s</sub> ...střední průměr závitu [mm]

Volil jsem 5 závitů, protože další 2 závity jsou koncové. Koncové závity budou sbroušeny. Celkový počet závitu je tedy 7.

$$D_s = D - d = 45 - 6 = 39 \text{ [mm]} \quad (3.36)$$

#### Výpočet délek pružiny:

- mezně zatížená pružina l<sub>9</sub> (závity pružiny na sebe dosednou):

$$l_9 = n_c \cdot d = 6 \cdot 7 = 42 \text{ [mm]} \quad (3.37)$$

- plně zatížená pružina l<sub>8</sub>:

$$l_8 = l_9 + 0,3 \cdot d \cdot (n_c - 1) = 42 + 0,3 \cdot 6 \cdot (7 - 1) = 52,8 \text{ [mm]} \quad (3.38)$$

- zamontována, předpružená pružina l<sub>1</sub>:

$$l_1 = l_8 + h = 52,8 + 5 = 57,8 \text{ [mm]} \quad (3.39)$$

- volná délka, nezamontovaná pružina l<sub>0</sub>:

$$l_0 = l_1 + y_1 = 57,8 + 25 = 82,8 \text{ [mm]} \quad (3.40)$$

#### Kontrola pružin

Šroubová tlačná pružina je namáhána na krut. Poměr D<sub>s</sub>/d je malý, zavádí se Wahlův korekční součinitel.

- výpočet Wahlova korekčního součinitele φ:

$$\varphi = \frac{D_s - 0,25 \cdot d}{D_s - d} + \frac{0,615 \cdot d}{D_s} = \frac{39 - 0,25 \cdot 6}{39 - 6} + \frac{0,615 \cdot 6}{39} = 1,23 \quad (3.41)$$

- výpočet napětí v krutu τ<sub>k</sub>:

$$\tau_k = \frac{8 \cdot F_9 \cdot \varphi \cdot D_s}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 1359,10 \cdot 1,23 \cdot 39}{\pi \cdot 6^3} = 769,225 \text{ [MPa]} \quad (3.42)$$

Pružiny se vyrábí z křemíkové oceli 13 251.1, která má mez kluzu R<sub>m</sub> = 780 – 1030 MPa.

- výpočet dovoleného napětí v krutu  $\tau_{DovK}$ :

$$\tau_{DovK} = 0,8 \cdot R_m = 0,8 \cdot 780 = 624 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{DovK} = 0,8 \cdot R_m = 0,8 \cdot 1030 = 824 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_K \leq \tau_{DovK} \quad \tau_{DovK} = (624 \text{ až } 824) \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

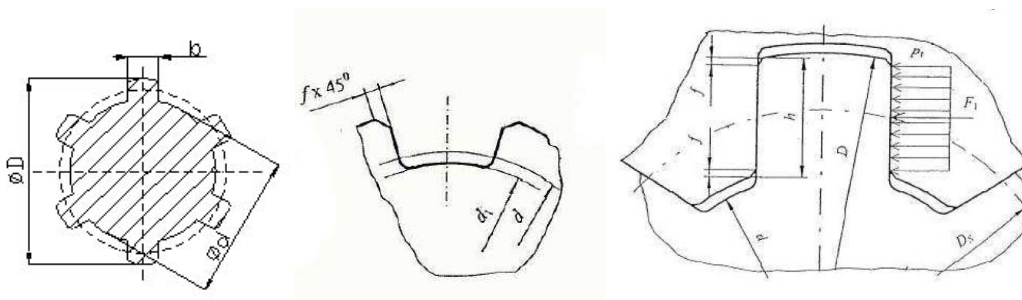
Výpočet byl ještě ověřen v návrhovém programu Inventuro. Potřebná data pro zadání výpočtu byla: vnější průměr pružiny, průměr drátu, počet činných závitů, délka volné pružiny, modul pružnosti vy smyku. Výsledkem je tab.č.3.1. Celý protokol z výpočtu je v příloze A.

Tab.č.3.1: Výsledky

Vůle mezi závity volné pružiny	a	7,860 mm
Stoupání volné pružiny	t	13,860 mm
Součinitel koncentrace napětí	$K_w$	1,000 ul
Tuhost pružiny	k	43,696 N/mm
Deformace pružiny při minimálním zatížení	$s_1$	21,599 mm
Deformace v plně zatíženém stavu	$s_8$	31,104 mm
Deformace pružiny při mezním zatížení	$s_9$	39,300 mm
Mezní zkušební délka pružiny	$L_{minf}$	45,900 mm
Teoretická mezní délka pružiny	$L_9$	43,500 mm
Síla pružiny v mezním stavu	$F_9$	1717,251 N
Napětí při minimálním zatížení	$\tau_1$	433,941 MPa
Napětí při maximálním zatížení	$\tau_8$	624,888 MPa
Dosedací napětí	$\tau_9$	789,559 MPa
Kritická rychlost pružiny	v	4,646 mps
Vlastní kmitočet pružiny	f	283,444 Hz
Deformační energie	$W_8$	21,136 J
Délka drátu	l	873,600 mm
Hmotnost pružiny	m	0,194 kg
Výsledek kontroly pružiny		<b>Kladný</b>

### 3.4. Výpočet drážkované hřídele

Výpočet je proveden pro výstupní hřídele spojky. Jelikož je zapotřebí přenést poměrně velký točivý moment, bylo voleno pro přenos točivého momentu z náboje třecího kotouče na výstupní hřídel, drážkové spojení. Drážková hřídel je namáhána na krut a její rozměry se určují z pevnostní rovnice pro krut podle ČSN 014941 se určí její přesný rozměr.



Obr.č.3.6.: Profil drážkového hřídele

Navrhované konstrukční řešení se skládá ze dvou spojkových kotoučů. Je zapotřebí navrhnout pro každý spojkový kotouč drážkování. Oba třecí kotouče musí přenést maximální točivý moment motoru, který je 350 Nm. Jelikož spoj bude namáhán na krut a to proměnlivě, volil jsem hodnotu bezpečnosti  $\beta = 2$  pro oba spoje.

Materiál drážkového hřídele jsem zvolil 16220, které má dovolené napětí ve smyku

$\tau_{krutD} = 260$  MPa. Průměr hřídele jsem vypočítal dle rovnice (3.45), která byla odvozena z rovnice pro dovolené napětí v kluzu (3.43)

$$\tau_{Dovk} = \frac{M_k}{W_k} [Pa] \quad (3.43)$$

Průřezový modul v krutu  $W_k$  pro kruhový průřez je:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} [mm^3] \quad (3.44)$$

### 3.4.1. Výpočet drážkování pro třecí kotouč hnacího ústrojí

Z rovnice (3.43) pro dovolené namáhání v krutu po dosazení (3.44) dostaneme rovnici, která nám určuje průřez hřídel:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \beta \cdot M_m}{\pi \cdot \tau_{Dovk}}} \quad (3.45)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2 \cdot 350}{\pi \cdot 260 \cdot 10^6}} 10^3 = 23,93 [mm]$$

Dle ČSN 014942 volím drážkové spojení rovnoboké z těžké řady 10 x 26g7 x 32a11 x 4f7

$z = 10$	- počet drážek
$d = 26$ mm	- malý průměr náboje
$D = 32$ mm	- velký průměr náboje
$b = 4$ mm	- šířka drážky
$f = 14,25$ mm	- činná plocha na 1 mm délky



#### Výpočet délky náboje:

Dovolený tlak v náboji je  $p_{Dovd} = (10-20) \text{ MPa}$

$$D_s = \frac{D+d}{2} = \frac{32+26}{2} = 29 \text{ [mm]}$$

$$f' = \frac{3}{4} \cdot z \cdot \left( \frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot 1 = \frac{3}{4} \cdot 10 \cdot \left( \frac{32-26}{2} - 2 \cdot 0,4 \right) \cdot 1 = 0,2115 \text{ [mm]} \quad (3.46)$$

$$l = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_m}{D_s \cdot f' \cdot p_{Dovd}} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 350}{29 \cdot 0,2115 \cdot 10} = 22,83 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{volím } 25 \text{ [mm]} \quad (3.47)$$

Maximální dovolená délka náboje je  $l_{\max\text{dov}} = 2 \cdot d = 2 \cdot 26 = 52 \text{ [mm]}$

### **3.4.2. Výpočet drážkování pro třecí kotouč pomocného pohonu**

Při návrhu drážkovaného hřídele pomocného pohonu se musí brát v potaz, že hřídel je trubkového průřezu. Vnitřní průměr je odvozen od průměru hnaného hřídele převodovky. Vnitřní průměr hřídele je  $d = 35 \text{ mm}$ , vnější hřídel jsem volil  $D = 46$ . Z předem navržených průměrů se provede kontrola na krut.

Materiál hřídele je stejný jako u návrhu hnacího hřídele.

$$\begin{aligned} \tau_{Dovk} &= \frac{M_k}{W_k} = \frac{M^M \cdot \beta}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{D}} \\ \tau_{Dovk} &= \frac{350 \cdot 2}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{(46^4 - 35^4)}{46}} \\ \tau_{Dovk} &= 74,04 \leq 260 \text{ [MPa]} \end{aligned}$$

Navrhované rozměry hřídele vyhovují z hlediska namáhání na krut.

Dle ČSN 014942 volím drážkové spojení rovnoboké z těžké řady 10 x 46 g7 x 56a11 x 7f

$z = 10$	- počet drážek
$d = 46 \text{ mm}$	- malý průměr náboje
$D = 56 \text{ mm}$	- velký průměr náboje
$b = 7 \text{ mm}$	- šířka drážky
$f = 0,5 \text{ mm}$	- činná plocha na 1 mm délky

#### Výpočet délky náboje:

Dovolený tlak v náboji je  $p_{Dovd} = (10-20) \text{ MPa}$

$$D_s = \frac{D+d}{2} = \frac{46+35}{2} = 40,5 \text{ [mm]}$$

$$f' = \frac{3}{4} \cdot z \cdot \left( \frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot 1 = \frac{3}{4} \cdot 10 \cdot \left( \frac{46-35}{2} - 2 \cdot 0,5 \right) \cdot 1 = 0,5 \text{ [mm]}$$

$$l = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_m}{D_s \cdot f' \cdot p_{Dovd}} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 350}{40,5 \cdot 0,5 \cdot 10} = 14 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{volím } 25 \text{ [mm]}$$

Maximální dovolená délka náboje je  $l_{\max\text{dov}} = 2 \cdot d = 2 \cdot 46 = 92 \text{ [mm]}$

### 3.5. Kontrola šroubových spojů

V této podkapitole je proveden kontrolní výpočet šroubů, kterými je přichycena spojka k setrvačníku. Spojka je přichycena 6ks šrouby M10x1 třídy pevnosti 6.8. Šrouby jsou namáhány na tah i na smyk.

Maximální osově zatížení šroubů je odvozeno od vypínací síly pružin. Vypínací síla jedné pružiny činí  $F_8 = 1132,58 \text{ N}$ .

Osová předepjatá síla šroubu je vyjádřena rovnicí

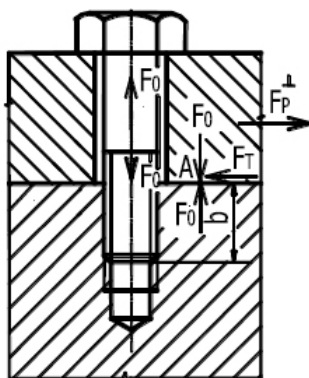
$$F_o = \frac{F_8 \cdot n}{i} = \frac{1132,58 \cdot 10}{6} = 1887,6 \text{ [N]}$$

Kde  $F_8$  je ovládací síla vinuté pružiny [N]

$n$  ...počet pružin [-], v našem případě  $n = 10$

$i$  ...počet šroubů [-], v našem případě  $i = 6$

Spojka je uchycena k setrvačníku pomocí spoje s neprůchozím zašroubovaným šroubem s hlavou obr.č.3.7.



Obr.č.3.7 : šroubový spoj

Šroub je současně namáhán osovou předepjatou silou  $F_o$  na tah a od utažení matice silou  $F_z$  na krut. Příslušná napětí základního namáhání šroubu v tahu  $\sigma_t$  a v krutu  $\tau$  určujeme v nebezpečném průřezu šroubu, tedy v jádře závitu podle vztahů.

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S} = \frac{F_o}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \leq \sigma_D \quad (3.48)$$

$$\sigma_t = \frac{1887,6}{\pi \cdot \left(\frac{8,773}{2}\right)^2} = 31,24 \text{ [MPa]}$$

Dovolené napětí pro výpočet šroubu s předpětím zatížený míjivě je

$$\sigma_D \approx (0,3 \text{ až } 0,1) \cdot Re$$

Mez kluzu pro třídu 6.8  $Re = 480 \text{ MPa}$

$$\sigma_D = 0,15 \cdot 480 = 72 \text{ [MPa]}$$

Navrhovaný šroub vyhovuje pro daný typ namáhání.

Dovolený tlak v závitu dle třídy 6.8 je zjištěn z tabulek  $p_D = 55 \text{ MPa}$ .

$$p = \frac{F}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \leq p_D$$

Kde  $z$  je počet závitů [-],

$d_2$  ...střední průměr závitu [mm]

$H_1$  ...stoupání závitu [mm]

$F$  ...síla v ose šroubu [N]

$$p = \frac{1887,6}{15 \cdot \pi \cdot 9,35 \cdot 1} = 4,28 \text{ [MPa]}$$

Počet závitů byl spočten jako délka zašroubovaného šroubu  $m = 15 \text{ mm}$  a stoupání závitu je jemné 1mm, z toho vyplývá celkový počet zašroubovaných závitů  $z = 15 \cdot 1 = 15$

Z pevnostních kontrol šroubu lze říci, že šroubové spojení pevnostně vyhovuje.

## 4. Ovládací ústrojí

Úkolem ovládacího a vypínacího ústrojí je dosažení takového oddálení třecích ploch, aby nedocházelo k jejich vzájemnému styku, přičemž je třeba brát v potaz změnu tloušťky třecích ploch, jestliže třecí kotouč je v provedení s odpruženým obložním.

Zdvih přitlačného kotouče  $z$ , umožňující funkčně nutné vypnutí spojky, závislé na počtu třecích kotoučů. Je dán vztahem.

$$z = k' \cdot (2 \cdot \Delta l \cdot \lambda) \quad (4.1)$$

Kde:  $k'$  je počet hnaných (třecích) kotoučů spojky

$\Delta l$  - vůle mezi třecími plochami spojky

- pro 1 kotoučové (0,5-0,8) mm, pro 2 kotoučové (0,5-0,7) mm

$\lambda$  - deformace při sepnutí spojky vlivem odpružení

- pro 1 kotoučovou (0,8 - 1) mm, pro 2 kotoučové 0,2 mm

Volil jsem pro dané konstrukční řešení

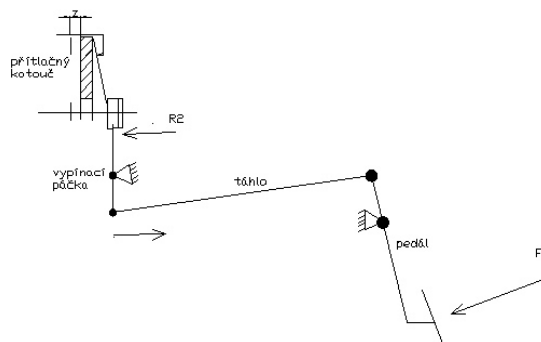
$$z = 1 \cdot (2 \cdot 0,9 \cdot 1) = 1,8 = 2[mm]$$

Ovládání spojky může být dvojího typu provedení:

- mechanické
- hydraulické

### Mechanické ovládání spojky

Síly nohy se přenáší pře pákový mechanismus na tažné lano nebo tyče na vypínací zařízení spojky. Převody páky jsou navrženy tak, aby síla nohy potřebná k vypnutí nemusela být příliš velká a dráha pedálu příliš dlouhá.



Obr.č.4.1: Ovládací a vypínací ústrojí spojky

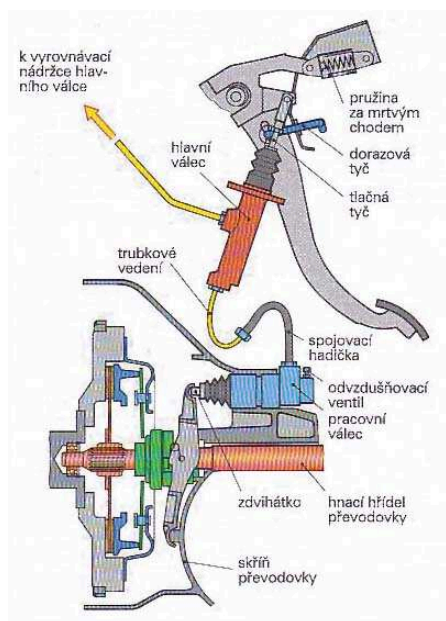
## Hydraulické ovládání spojky

Hydraulická část se skládá z hlavního válce, potrubí, spojovací hadice, pracovního válce a hydraulické kapaliny.

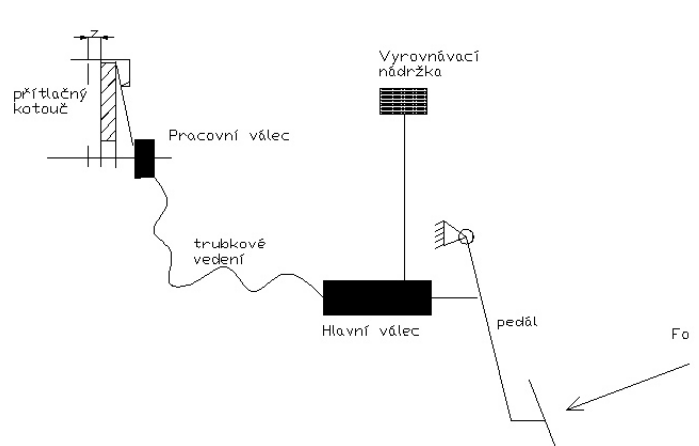
Při vypnutí spojky se síla nohy přenáší přes pedál spojky a tyče na píst hlavního válce. Síla ovládací síly (nohy) může být od určité dráhy posílena a to pružinou nebo posilovačem. Tlak kapaliny vytvořené v tlakovém prostoru hlavního válce se šíří v potrubí a ve spojovací hadici a vytvoří na pístu pracovního válce sílu, která přes vypínací zařízení vypne spojku.

Při sepnutí spojky se pracovní válec a hlavní válec vrátí zpět do výchozí polohy a to vlivem působení pružin spojky, popř. vratných pružin.

Hlavní výhodou hydraulického převodu oproti mechanickému převodu je jednodušší překlenutí velkých vzdáleností mezi pedálem a spojkou, snížení ovládací síly na pedál vlivem hydraulického převodu a nízké ztráty v hydraulickém převodu.



a) [Gscheidle, 2001]



b) schematické

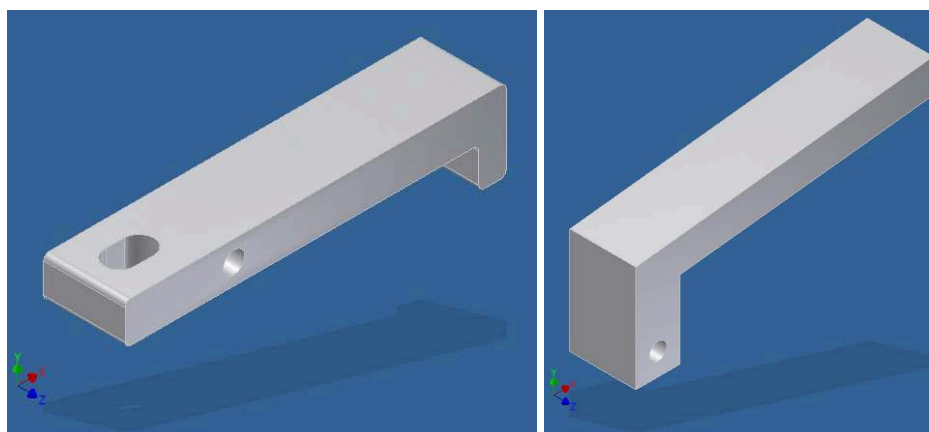
Obr.č.4.2: Hydraulické ovládání spojky

### **4.1. Ovládací páčky**

Ovládací páčky slouží k vypínání spojky. Páčky přenáší síly od tlačného čepu nebo šroubového spoje, které jsou pevně spojeny s přítlačným kotoučem, na vypínací ložisko. Páčky mají osu rotace v ose čepu, který je spojen se štítem spojky. Čep ISO 2341 B B – 8x55 je proti vysunutí na jednom konci zaaretován pomocí pojistné závlačky. Spojka má dva vypínací mechanismy, které jsou ovládány na principu jedno a dvojitý páky. Proto, aby ovládací mechanismy byly na sobě nezávislé, jsou ovládací páčky pro poháněcí soustavu na

straně vypínacího ložiska zesíleny. Zesílení zajišťuje, aby při vypínání vypínacího ložiska pomocného pohonu nedoléhalo na vypínací páčky poháněcí soustavy. Každá lamela je ovládána pomocí třech ovládacích páček.

Páčky jsou vyráběny z oceli 16 532.4 a její mezí kluzu  $R_e = 1370 \text{ MPa}$ . Pevnostní výpočty jsou rozděleny pro každou vpínací páčku zvlášť a jsou uvedeny v dalších podkapitolách 4.1.1 a 4.1.2



a) pro poháněcí soustavu

b) pro pomocný pohon

obr.č.4.2: Konstrukční řešení ovládacích páček

#### 4.1.1. Ovládací páčka poháněcí soustavy

Páčka funguje na principu dvojzvrtné páky obr.č.4.3. V místě, kde působí síla  $R_3$  je umístěn čep, kolem kterého se páčka otáčí. Síla  $R_2$  je od ovládacího válce. Tato síla ovládá vypnutí spojky. Síla  $R_1$  je v bodě, kde je volně uchycen šroub, kterým je přitahován přítlačný kotouč.

##### Rozklad sil

Aby spojka byla vypnuta, musí na vpínací spojku působit vypínací síla  $R_2$ . Vypínací síla musí být tak velká, aby překonala přítlačnou sílu nezaběhnuté spojky  $F_{pz}$ . Při výpočtu se počítá s vypínací silou spojky, která je následně podělena počtem ovládacích páček. Popsáno rovnicí:

$$R_1 = \frac{F_8 \cdot n}{i} \quad (4.2)$$

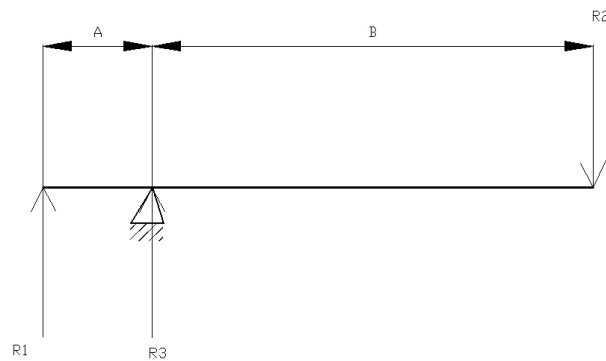
kde:  $F_8$  je vypínací síla jedné pružiny [N]

$n$  ...počet vinutých pružin  $n = 10$

$i$  ... počet vypínacích páček  $i = 3$

$$R1 = \frac{1132,58 \cdot 10}{3}$$

$$R1 = 3693 \text{ N}$$



Obr.č.4.3: Rozklad sil

Síly R2 a R3 se vypočítají dle rovnováhy sil. Rovnováha sil je zobrazena schématicky na obr.č.4.3

$$R1 \cdot A = R2 \cdot B$$

$$R2 = \frac{R1 \cdot A}{B} = \frac{3693 \cdot 20}{100} = 738,6 \text{ [N]} \quad (4.3)$$

$$R1 - R2 + R3 = 0$$

$$R3 = - R1 + R2 = - 3693 + 738,6 = - 2954,4 \text{ [N]} \quad (4.4.)$$

Délka ramene A = 20mm a délka ramene B = 100mm.

#### Výpočet tloušťky páčky

Páčky budou vyrobeny z materiálu 16532.4, které má mez kluzu  $R_e = 1370 \text{ MPa}$ .

Dovolené napětí v tahu je vypočteno dle vztahu (4.5). Míra bezpečnosti pro mříjivé namáhání jsem volil  $\beta = 4$  [-]

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_e}{\beta} \quad [\text{MPa}] \quad (4.5)$$

$$\sigma_{Dov} = \frac{1370}{4} = 342,5 \text{ [MPa]}$$

Výpočet napětí v ohybu.

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} \quad [\text{MPa}] \quad (4.6)$$

kde:  $M_o$  je moment v ohybu [Nm]

$W_o$  průřezový modul [ $\text{mm}^3$ ]

Průřezový modul v ohybu pro obdélníkový průřez

$$W_o = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (4.7)$$

$$\sigma = \frac{M_o}{\frac{b \cdot h^2}{6}}$$

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot M_o}{b \cdot \sigma_{Dov}}}$$

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot R2 \cdot B}{b \cdot \sigma}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 738,6 \cdot 0,1}{0,03 \cdot 342,5}} = 5,99 \text{ [mm]}$$

Protože je v bodě zvratu umístěn čep, je výška ovládací páčky zesílena o průměr čepu. Průměr čepu byl zvolen 8mm a minimální dovolená tloušťka ovládací páčky v bodě zvratu je 6mm, z tohoto hledisky byla celková tloušťka zvolena 15mm.

Ovládací páčky musí být dostatečně tuhé, aby nedocházelo k jejím průhybům. Průhyb by měl negativní vliv na délku dráhy pro vypnutí spojky. Mohl by dojít k tomu, že by spojka vlivem velkého průhybu nemohla být vypnuta. Pro ověření tuhosti páček byla provedena pevnostní analýza.

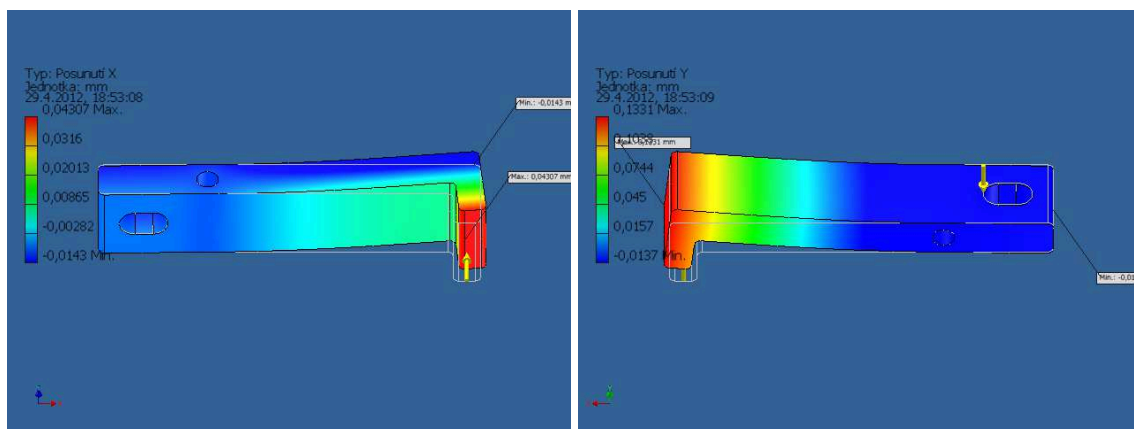
#### Pevnostní analýza:

Tab.č.4.1: Materiály páčky

Název	Ocel	
Obecné	Měrná hmotnost	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	Mez kluzu v tahu	207 MPa
	Mez pevnosti v tahu	345 MPa
Napětí	Youngův modul	210 GPa
	Poissonova konstanta	0,3 ul
	Modul pružnosti	0 GPa
Tepelné napětí	Koeficient roztažnosti	0,0000000012 ul/c
	Tepelná vodivost	56 W/( m K )
	Měrné teplo	460 J/( kg c )

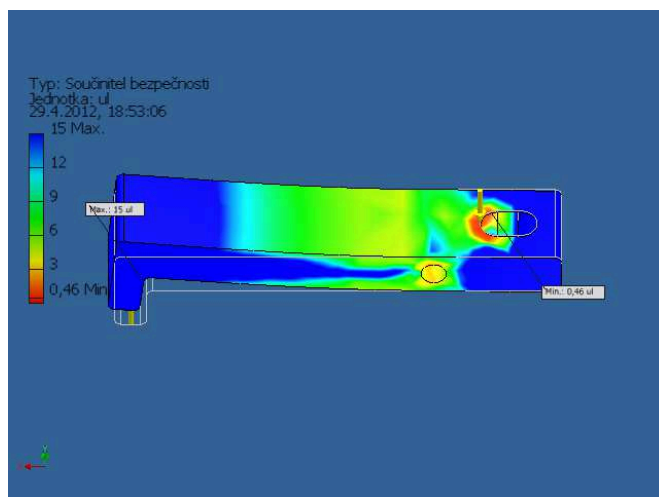
Pevnostní analýza je graficky podložen obr.č.4.4, která popisuje posunutí v ose x a y. Maximální průhyb v ose x je 0,04mm a v ose y 0,13. Lze říci, že ovládací páčky jsou dostatečně tuhé a dochází k zanedbatelnému prohnutí.





Obr.č.4.4: Posunutí

Analýza hodnotí součásti z hlediska bezpečnosti. Nejvíce namáhaná část z hlediska bezpečnosti je v místech uchycení šroubu pro přitahování přítlačného kotouče. Analýza neumí počítat s tím, že ovládací síla je přenášena přes matici a podložku plošně na ovládací páčku. Při výpočtu síla působila na hranu díry a výsledkem pak je, že nejvyšší namáhání je právě na této hraně. Vzhledem působení této síly bodově a nikoliv plošně prohlašuji, že páčka je z hlediska bezpečnosti schopna přenášet síly, aniž by mohlo dojít jejím znatelným průhybům popřípadě k lomu.



Obr.č.4.5: Součinitel bezpečnosti

#### Pevnostní kontrola čepu

Ovládací páčka je připevněna ke štítu spojky pomocí čepu ISO 2341 – B – 8 x 65, který je zajištěn závlačkou. Čep je namáhán na střih. Z hlediska tohoto namáhání byl čep zkontrolován, zda vyhovuje pro dané konstrukční řešení.

Napětí ve smyku

$$\tau = \frac{F}{S} \quad [\text{MPa}] \quad (4.8)$$

kde: F je síla [N]

S plocha [mm<sup>2</sup>]

$$\tau = \frac{R3}{2 \cdot S} = \frac{2954,4}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 8^2}{4}} = 29,4 \text{ [MPa]}$$

$\tau_D$  pro míjivé točivé namáhání je pro ocel tř.37,42, automatové oceli  $\tau_D = 35$  [MPa].

Výpočet průměru čepu na otláčení

$$p = \frac{F}{S} \quad [\text{MPa}] \quad (4.9)$$

kde: F je síla [N]

S plocha [mm<sup>2</sup>]

$$p = \frac{R3}{d \cdot b} = \frac{2954,4}{8 \cdot 30} = 12,31 \text{ [MPa]}$$

Dovolený tlak pro ocel tř.37,42 pro míjivé točné uložení je  $p_D = 24$  MPa.

Navrhovaný průměr čepu je schopen odolávat napětí ve smyku i na otláčení.

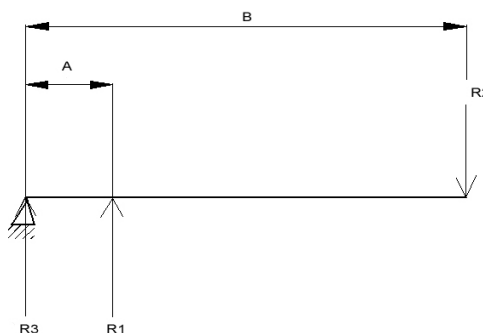
#### 4.1.2. Ovládací páčka pomocný pohon

Ovládací páčka je na principu jednozvrtné páky. V místě kde působí ovládací síla R2 od pracovního válce je pomocí páčky tlačén čep, který je v místě působení síla R1. Páčka se pohybuje kolem čepu, který je umístěn v bodě, kde působí síly R3.

##### Rozklad sil

Vypínací síla R1 byla vyjádřena výše v 4.1.1. dle rovnice (4.2).

$$R1 = 3693 \text{ [N]}$$



Obr.č.4.6: Rozklad sil

Síly R2 a R3 se vypočítají dle rovnováhy sil. Rovnováha sil je zobrazena schématicky na obr.č.(4.6)

$$R1 \cdot A = R2 \cdot B$$

$$R2 = \frac{R1 \cdot A}{B} \quad (4.10)$$

$$R2 = \frac{3693 \cdot 20}{140} = 527,6 \text{ N}$$

$$R1 - R2 + R3 = 0$$

$$R3 = - R1 + R2 = - 3693 + 527,6 = -3165,4 \text{ [N]}$$

Délky jednotlivých ramen známe  $A = 20 \text{ mm}$ ,  $B = 140 \text{ mm}$ .

#### Výpočet tloušťky páčky

Výpočet byl proveden stejným způsobem jako pro páčky poháněcí soustavy. Materiál je také stejný. Vypočtená tloušťka páčky je 6,59 mm. Z hlediska návrhu je tloušťka páčky zesílena na 15mm z důvodu její tuhosti. Při působení sil na páčku nesmí docházet ke znatelným průhybům. Průhyb má negativní vliv pro délku chodu při vypínání spojky. Proto byla ještě provedena pevnostní analýza v programu Inventuro.

#### Pevnostní analýza:

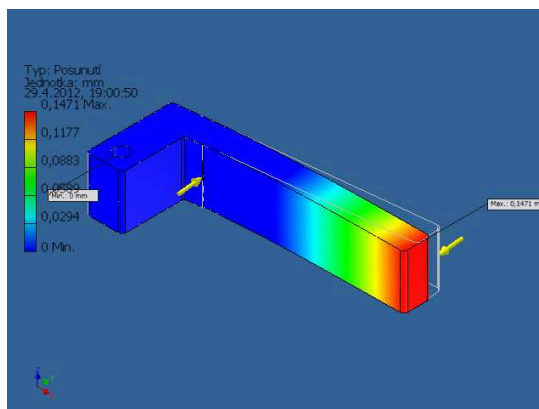
Pevnostní analýza byla provedena obdobným způsobem, jako u páček pro ovládání pojezdové spojky.

Tab.č.4.2: Materiály

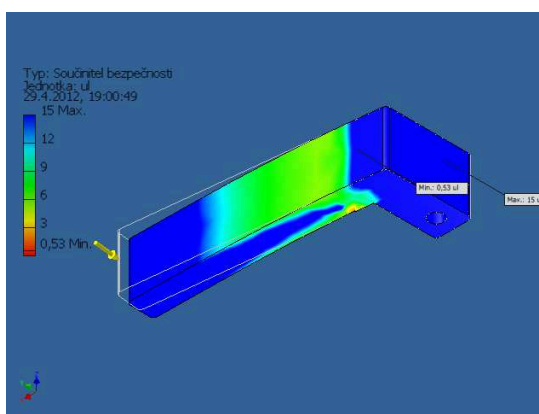
Název	Ocel	
Obecné	Měrná hmotnost	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	Mez kluzu v tahu	207 MPa
	Mez pevnosti v tahu	345 MPa
Napětí	Youngův modul	210 GPa
	Poissonova konstanta	0,3 ul
	Modul pružnosti	80,7692 GPa
Tepelné napětí	Koeficient roztažnosti	0,00000000012 ul/c
	Tepelná vodivost	56 W/( m K )
	Měrné teplo	460 J/( kg c )

Tab.4.3: Provozní podmínky

Typ zatížení	Síla
Vektor X	137,807 N
Vektor Y	-3162,399 N
Vektor Z	0,000 N



Obr.č.4.7: Součinitel posunutí



Obr.č.4.8:Bezpečnost

I v tomto případě mohu prohlásit, že páčky jsou dosti tuhé. Toto tvrzení je podloženo obr.č.4.7 a obr.č.4.8. Nejvyšší namáhání je v místě styku páčky s vypínacím ložiskem. Maximální průhyb je 0,14mm.

#### Pevnostní kontrola čepu

Ovládací páčka je připevněna ke štítu spojky pomocí čepu ISO 2341 – B – 8 x 65, který je zajištěn závlačkou. Čep je namáhán na střih. Z hlediska tohoto namáhání byl čep zkontrolován, zda vyhovuje pro dané konstrukční řešení. Výpočet na smyk je dle rovnice (4.8)

$$\tau = \frac{T_3}{2 \cdot S} = \frac{3165,4}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 8^2}{4}} = 31,5 \text{ [MPa]}$$

$\tau_D$  pro míjivé točivé namáhání je pro ocel tř.37,42, automatové oceli  $\tau_D = 35 \text{ [MPa]}$ .

#### Výpočet průměru čepu na otlačení

Je počítáno dle rovnice (4.9)

$$p = \frac{R_3}{d \cdot b} = \frac{3165,4}{8 \cdot 30} = 13,19 \text{ [MPa]}$$

Dovolený tlak pro ocel tř.37,42, pro míjivé točné uložení je  $p_D = 24 \text{ MPa}$

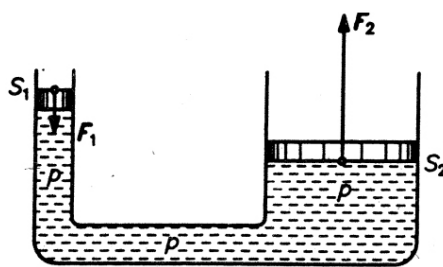
Čep pro ovládací páčku pomocného pohonu je schopen odolávat požadovanému napětí.

## **4.2. Hydraulické ovládací ústroji**

Ovládání spojky je řešeno hydraulicky. Její velkou výhodou je jednoduchost a snadné překlenutí dlouhých vzdáleností mezi pracovním válcem a hlavním válcem.

### **4.2.1. Základní vztahy pro výpočet hydraulického převodu.**

Pro výpočet hydraulického převodu se řídíme Pascalovým zákonem, který zní: „Tlak vyvolaný vnější silou, která působí na tekuté těleso v uzavřené nádobě, je ve všech místech tekutina stejný“.



Obr.č.4.9: spojené nádoby

Tlak je definovaný jako skalární veličina definovaná vztahem

$$p = \frac{F}{S} \quad \text{[Pa]} \quad (4.11)$$

Kde  $F$  je tlačná síla [N]  
 $S$  ...plocha pístku [m<sup>2</sup>]

Princip hydraulického zařízení – dvě válcové nádoby o nestejném průřezu u dna spojené trubicí, naplněné tekutinou obsahující dva písty o průřezu  $S_1$  a  $S_2$ . Na píst o průřezu  $S_1$  působící síla  $F_1$ , tím se v kapalině vyvolá tlak  $p_1$ , který je ve všech místech tekutého tělesa stejný, proto platí rovnice:

$$p_1 = p_2 \Rightarrow \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \Rightarrow \frac{F_1}{F_2} = \frac{S_1}{S_2} \quad (4.12)$$

Po dosazení do rovnice (4.12) dostaneme výsledné hodnoty, které jsou uvedeny v tab.č.4.4. Průměry pracovního válce byly voleny dle konstrukčních možností, které se odvíjely od průměru výstupních hřídelí spojky a rozměrů axiálních ložisek (dle normy ISO).

Tab.č.4.4: Tabulka výsledných hodnot

	Hlavní pohon	Pomocný pohon
<b>Pracovní válec</b> <b>Průměr pístu – vnější Ød</b> <b>vnitřní Ø D</b>	70 mm	100 mm
	85 mm	120 mm
<b>Síla na vypínacím ložisku spojky</b>	738,6 N	527,6 N
<b>Tlak v hydraulické soustavě</b>	0,405 MPa	0,153 MPa
<b>Průměr pístku hlavního válce</b>	40 mm	
<b>Ovládací síla hlavního válce</b>	509 N	192 N

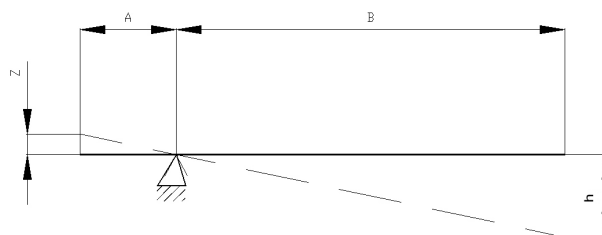
#### 4.2.2. Výpočet výšky zdvihu pedálu:

Dále při, výpočtu ovládacího ustrojí musíme dodržet maximální zdvih pedálu, který:

- pro osobní automobil je 120 až 150 mm při maximální ovládací síle na pedál 150N,
- pro nákladní automobil je 150 až 180 mm při maximální ovládací síle na pedál 200N.

Výška zdvihu pedálu je závislá na převodovém poměru ovládacích páček, na hydraulickém převodovém poměru a na převodovém poměru pedálu.

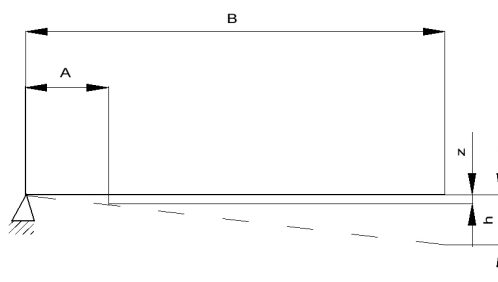
Ovládací páčky a pedál jsou založeny na principu jedno nebo dvojitratné páky.



Obr.č.4.10: Dvojzvrtná páka

Výška zdvihu páky je závislá na vzdálenosti konečného bodu od osy rotace tělesa.

$$\frac{Z}{A} = \frac{h}{B} \Rightarrow h = \frac{Z}{A} \cdot B \quad (4.13)$$

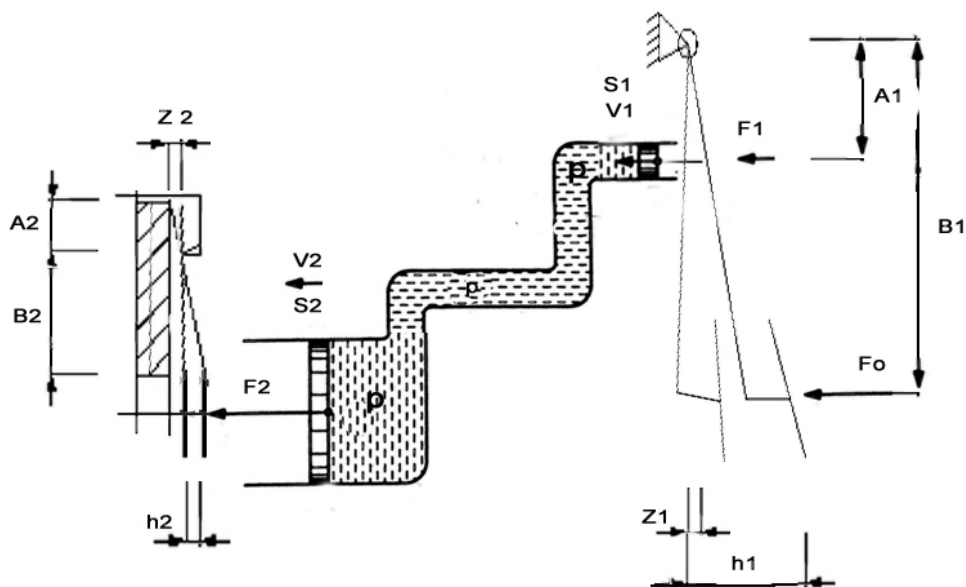


Obr.č.4.11: Jednozvrtná páka

$$\frac{Z}{A} = \frac{h}{B} \Rightarrow h = \frac{Z}{A} \cdot B \quad (4.14)$$

#### Hydraulický převodový poměr:

Hydraulický převodový poměr se řídí Archimédovým zákonem, který zní: Těleso, které je zcela ponořeno do kapaliny, vytlačí stejné množství tekutiny jako činí jeho objem.



Obr.č.4.12 : Hydraulický převod

Platí:

$$V_1 = V_2$$

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot z$$

$$V_1 = V_2 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot z_1 = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot z_2$$

$$D_1^2 \cdot z_1 = D_2^2 \cdot z_2$$

$$\frac{D_1^2}{D_2^2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (4.15)$$

kde  $D$  je průměr pístku [m],  
 $z$  ...výšky výtlaku [m],

Jednotlivými metodickými postupy se docílí k určení výšek zdvihu pák, ovládací síly hlavního válce a délky stran pedálu (páky). Všechny výsledné hodnoty jsou uvedeny v tab.č.4.5.

Při výpočtu se vychází z navržených délek  $A_2$  a  $B_2$  ovládacích páček. Potřebné oddálení přítlačného kotouče od lamely  $z = 2\text{mm}$  (vypočteno dle rovnice 4.1) se vyjádří dle rovnice 4.13 popřípadě 4.14 výška zdvihu pístku. Průměr pístu pracovního válce známe. Rozměry pracovního válce jsou prostorově omezeny a jednotlivé průměry pístků byly navrženy dle prostorových možností. Pomocí rovnic 4.14 a 4.15 byl zvolen nejvhodnější průměr hlavního válce. Při návrhu průměru hlavního válce je řada omezení, se kterými se muselo počítat. První omezení byla maximální délka chodu pedálu, která nesměla být vyšší než  $h_1 = 180\text{mm}$ . Dalším omezujícím kritériem při volbě průměru válce je celková délka pedálu  $B_1$ . Na úkor těchto omezujících podmínek byl vhodně zvolen průměr hlavního válce, a to na  $40\text{mm}$ . Součástí hlavního válce je vratná pružina, která slouží k návratu pístu do výchozí polohy po zániku ovládací síly, která působila na pedál. Navržená pružina vyvine pracovní odpor  $40\text{N}$  proti síle  $F_1$ . Tento odpor musí být přičten k síle  $F_1$ . Součástí hlavního válce musí být i přívod hydraulické kapaliny tzv. přívod k vyrovnávací nádrži. Tento otvor má průměr  $8\text{mm}$ . Při pohybu pístu z dolní polohy na horní, je tlak kapaliny do té doby v systému nulový, než se otvor k vyrovnávací nádrži překryje, následně pak tlak v systému vzroste. Tomuto chodu se říká „mrtvý chod“. S tímto chodem je počítáno při návrhu. Tato hodnota je přičtena k výšce zdvihu hlavního válce. Nyní známe, jak ovládací síly, tak i výšku zdvihu hlavního válce, a z těchto rozměrů jsme schopni určit potřebné rozměry  $A$  a  $B$  páky.



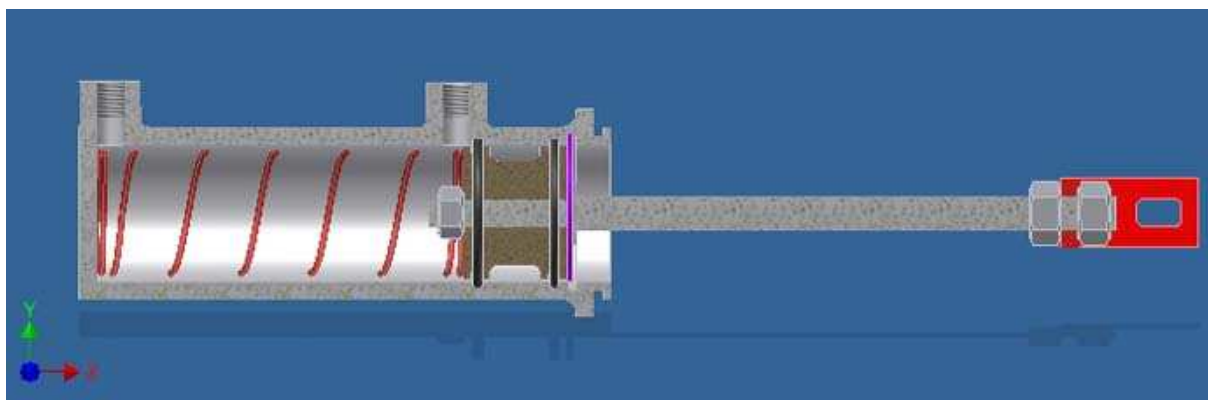
Tab.č.4.5.: Tabulka výsledných hodnot

		<b>Poháněcí soustava</b>	<b>Pomocný pohon</b>
<b>Ovládací páčky spojky</b>	A <sub>2</sub> [mm]	20	20
	B <sub>2</sub> [mm]	100	140
	z <sub>2</sub> [mm]	2	2
	h <sub>2</sub> [mm]	10	14
<b>Výška zdvihu hlavního válce</b>	z <sub>1</sub> [mm]	14,53	38,5
	Pro výpočet z <sub>1</sub> + 8 mm	22,53	46,5
<b>Síla v hlavním válci</b>	F <sub>1</sub> [N]	508 + 40	192 + 40
<b>Ovládací ustrojí (pedál, páka)</b>	B [mm]	180	180
	F <sub>o</sub> Ovládací síla [N]	200	100
<b>Rozměry páky</b>	A <sub>1</sub> [mm]	91	129
	B <sub>1</sub> [mm]	250	300

### Hlavní válec

Má za úkol vytvářet tlak kapaliny pro hydraulickou část ovládání spojky. Těleso hydraulického válce má dva vývody, vývod ve dně tělesa je pro připojení k pracovnímu válci a druhý otvor je spojen s vyrovnávací nádrží. Pístek má dva těsnící kroužky ISO 3601-1-C 0365G pro lepší utěsnění tlakového prostoru a lepší vedení pístku v hydraulickém válci. Pístek je zajištěn proti vysunutí z hydraulického válce pomocí rozpěrného pojistného kroužku Circilip GB 893.1-86-42. Píst s pedálem je spojen pomocí tlačné tyče. Proti zabránění prachu a nečistot na stěny válce je k hlavnímu válci připevněna manžeta. Nedílnou součástí je také vratná pružina, která slouží k návratu pístu do výchozí polohy.

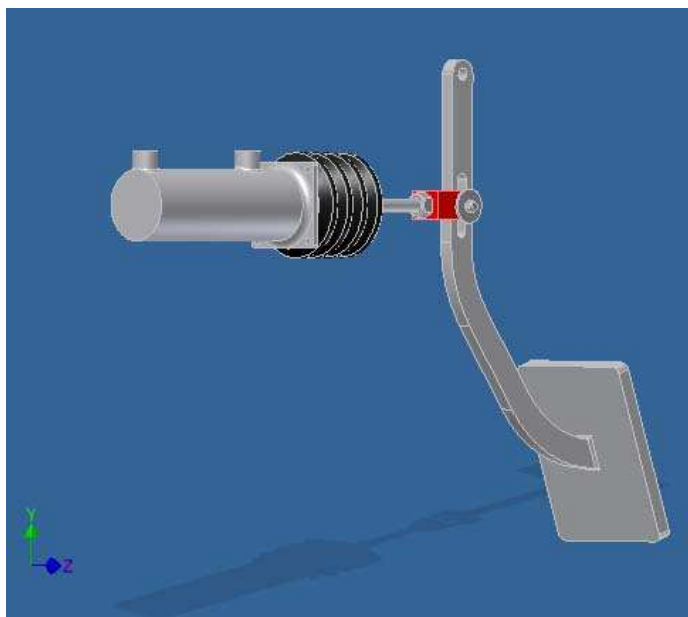
Návrh vinuté pružiny byl proveden pomocí programu Inventuro. Navrhovaná tlačná síla byla 40 N. Parametry pružiny jsou: průměr drátu 2mm, vnější průměr pružiny 37mm. Pružina byla navržena pomocí programu Inventor a závěrečný výpočet je součástí přílohy B.



Obr.4.13: Hlavní hydraulický válec

Hlavní válec je ovládán pedálem, který je na principu dvojzvrtné páky. Rozměry jednotlivých stran jsou uvedeny v tab.č.4.5. Ovládání hlavního válce pro pomocný pohon je navrhováno pro ruční páku. Ovládání pomocného pohonu automatizovat, ale toto není náplní práce.

Kotevní místa hlavního válce jsou na obvodu hlavního válce. Válec se upevní k pevné části vozidla pomocí 4 šroubů M5.



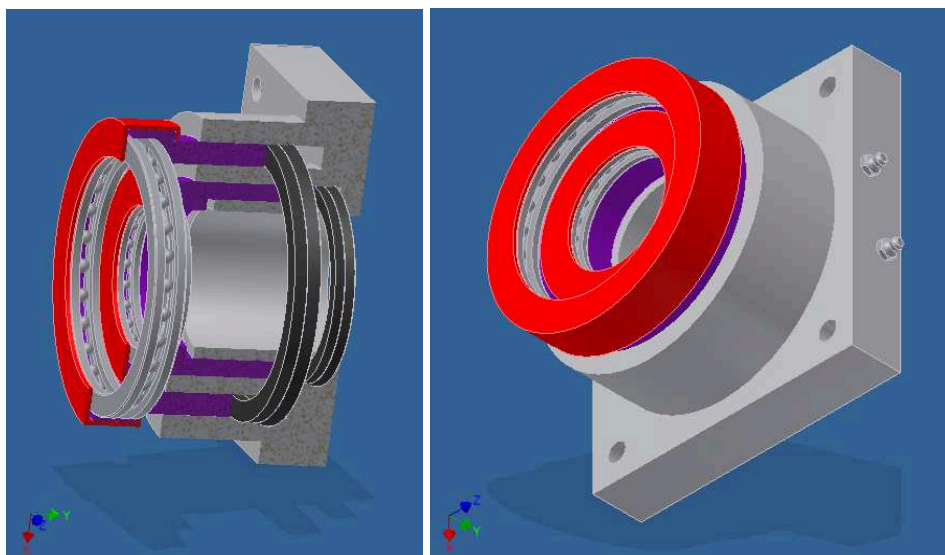
Obr.č.4.14: Ovládání hlavního válce

### **Pracovní válec**

Při vypínání spojky je do pracovního válce přiváděna tlaková kapalina z hlavního válce. Tlaková kapalina působí na píst pracovního válce, který je pod tlakem vytlačován. Píst přes axiální ložisko působí na ovládací páčky, které následně oddálí přítlačný kotouč. Při sepnuté spojce se pístky dostanou do výchozí polohy pomocí ovládacích páček, na které působí tlačná síly spojkových pružin.

Pracovní válec je sdružený pro ovládání obou spojek obr.č.4.15. Ovládání spojek je navrženo tak, aby bylo možno ovládat každou spojku zvlášť popřípadě současně. Proto pracovní prostory pracovního válce jsou na sobě nezávislé.

Pracovní válec se skládá z pouzdra, dvou pístů, odvzdušňovacích ventilů a těsněním.



Obr.č.4.15: pracovní válec

Na čelech pístku je upevněno axiální ložisko, které přenáší sílu mezi pístkem a ovládacích páček. Axiální ložiska přenáší pouze axiální síly, nedokáží přenášet radiální síly. Ložisko ISO 104010 10-100 x 120x14:1 pro pomocný pohon přenáší sílu 527,6 N a ložisko ISO 104010 10-60 x 75x10:1 poháněcího pohonu přenáší 738,6 N. Aby ložisko trvale drželo na pístku, je ložisko uchyceno pomocí objímky (červená barva viz obr.č.4.10). Objímka je na pístek na koncích zalisována. Objímka se musí volně otáčet, aby axiální ložisko neztratilo svůj účel. Píst je utěšňován proti tlakové kapalině těsněním: pro poháněcí soustavu typ Y 85 x 70 x 9.5 a pro pomocný pohon Y 120 x 100 x 12.5. Pracovní válec je pevně připevněn pomocí šroubů ke krytu spojky. Hydraulický systém je třeba v případě potřeby odvzdušnit. K tomu slouží odvzdušňovací šrouby, které jsou zamontovány do tělesa pracovního válce.

## 5. Konstrukční návrh spojky

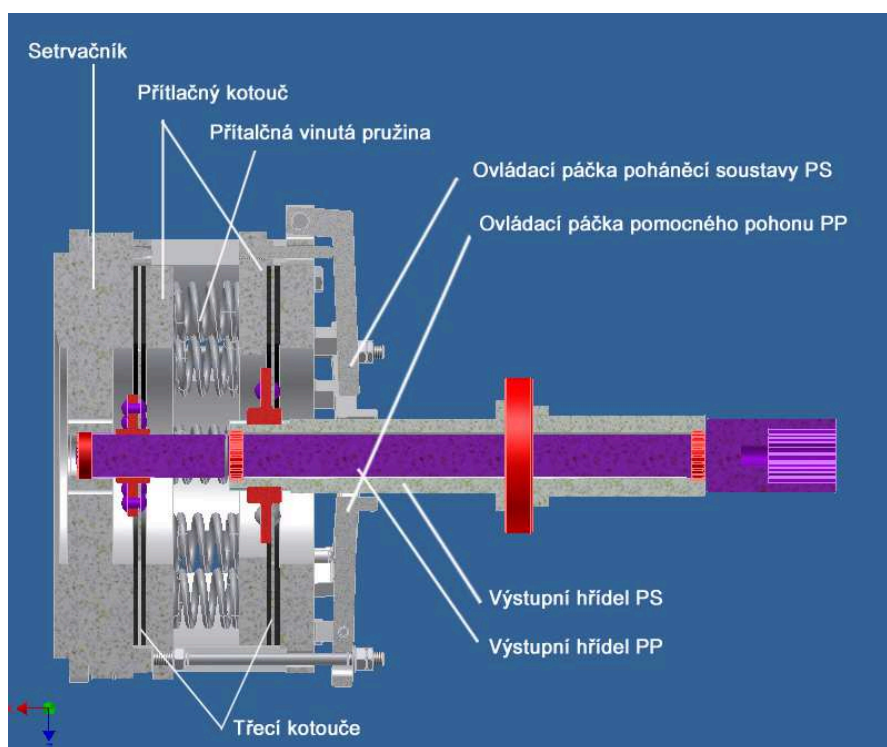
Z hlediska požadavků na pomocný pohon byla zvolena konstrukce dvojité spojky. Konstrukční řešení dle obr.č.2.11 potřebuje pro ovládání pomocného pohonu zdroj hydraulické kapaliny popřípadě zdroj tlakového vzduchu. Navrhované vozidlo nemá v základním vybavení tyto zařízení, proto bylo voleno ovládání spojky mechanicky. Těmto požadavkům nejlépe vyhovovala dvojitá spojka.

Toto řešení vyžaduje řadu úprav v poháněcí soustavě. Hlavní úpravou je, že mezi výstupní hřídelí ze spojky a vstupem hnací hřídele převodovky je zapotřebí vložit předřadnou převodovku pro pomocný pohon. Toto provedení spojky je z hlediska konstrukce daleko rozměrnější a složitější, protože její součástí jsou dvě lamely. Rozměry lamel pro oba pohony byl volen tak, aby byly shodné.

Výstupní hřídele ze spojky jsou dvě. Hřídel pro pomocný pohon je dutého průřezu a na výstupu je opatřena drážkou pro pero. Výstupní hřídel poháněcí soustavy je konstrukčně navržena tak, aby vstupní hřídel převodovky nemusela být upravována. Tyto hřídele jsou vzájemně spojeny pomocí drážkování.

Jelikož do poháněcí soustavy bude vložena dvojitá spojka a předřadná převodovka bude zapotřebí řešit části poháněcí soustavy mezi převodovkou a rozvodovkou zadní nápravy. Tato práce se tímto řešením nezabývá.

Jednotlivé díly spojky jsou dále podrobněji popsány v dalších kapitolách.

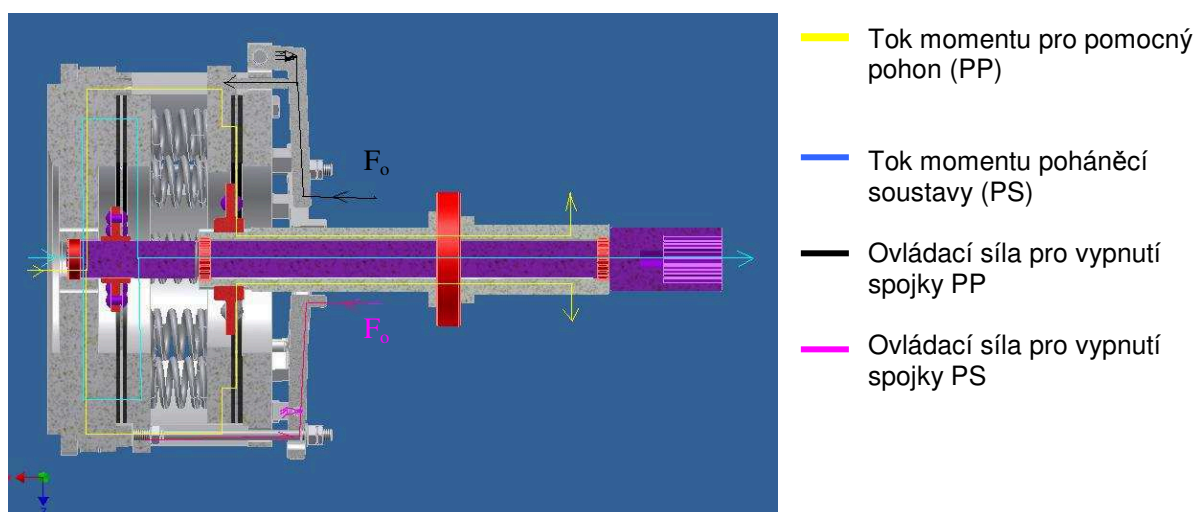


Obr.č.5.1: Popis spojky

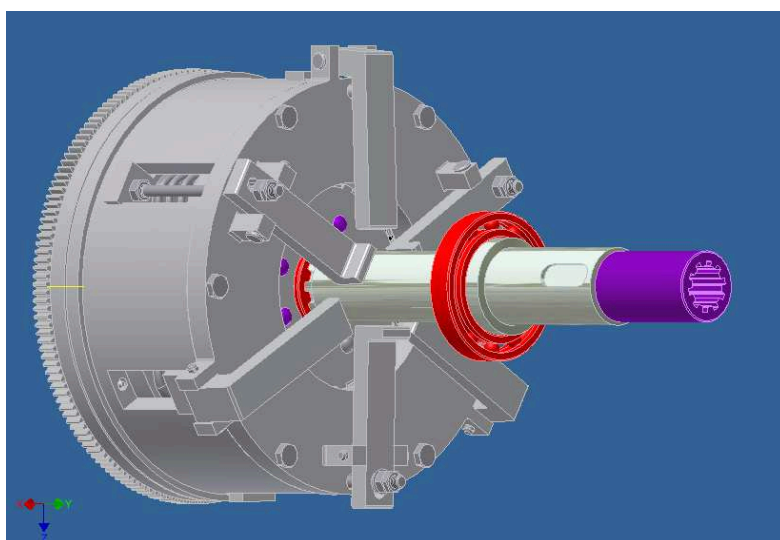
## Princip funkce

Navrhovaná spojka, jak již bylo zmíněno, je dvojí. Tok momentu je graficky pospán v obr.č.5.2. Spojka je ovládána pomocí ovládacích páček. Pro každou spojkovou lamelu jsou 3 ovládací páčky. Tyto ovládací páčky, při vypnutí spojky, buď tlačí na čep (pro poháněcí soustavu), a nebo táhne šroub (pro pomocný pohon). Čep a šroub jsou spojeny s třecím kotoučem. Každá poháněcí soustava má svůj třecí kotouč. Jakmile působí ovládací síly na ovládací mechanismus, dojde k oddálení třecího kotouče od lamely a spojky je rozepnuty.

Ovládání spojky je pro každou soustavu na sobě nezávislé. Jednotlivé spojky jdou rozepnout samostatně s nebo současně..



Obr.č.5.2: Tok momentu



Obr.č.5.3.: Spojka

## 5.1. Spojkové obložení

Spojkové obložení je tvarovaná část tvořena poměrně složitou směsí organických látek. U spojek, které přenáší velké momenty nebo spojky sportovních automobilů, se používá kovokeramické směsi. Tento typ obložení dobře odolává zatížení. Nevýhodou je tvrdý záběr.

Třecí plochy jsou vystaveny tahovému, ohybovému a smykovému napětí. Obložení musí mít dobré mechanické vlastnosti, odolnost vůči opotřebení, tepelná odolnost, nízké opotřebení protilehlých třecích ploch, bezhlučný chod a použitelnost v širokém teplotním rozsahu.

Součinitel tření se pohybuje od 0,2 a neměl by přesáhnout hodnoty 0,6. Obložení se vyrábí jako kotoučové nebo segmentové.

Pro navrhované řešení je použito 4 kusy obložení o rozměrech: vnější průměr 280mm a vnitřní průměr 165mm o tloušťce 4mm. Obložení se skládá z organických látek a je připevněno ke spojkovému kotouči pomocí nýtů.

## 5.2. Spojkový kotouč

Úkolem spojkového kotouče je přenést točivý moment motoru ze setrvačníku na hnací hřídel převodovky za měkkého a plynulého rozjezdu.

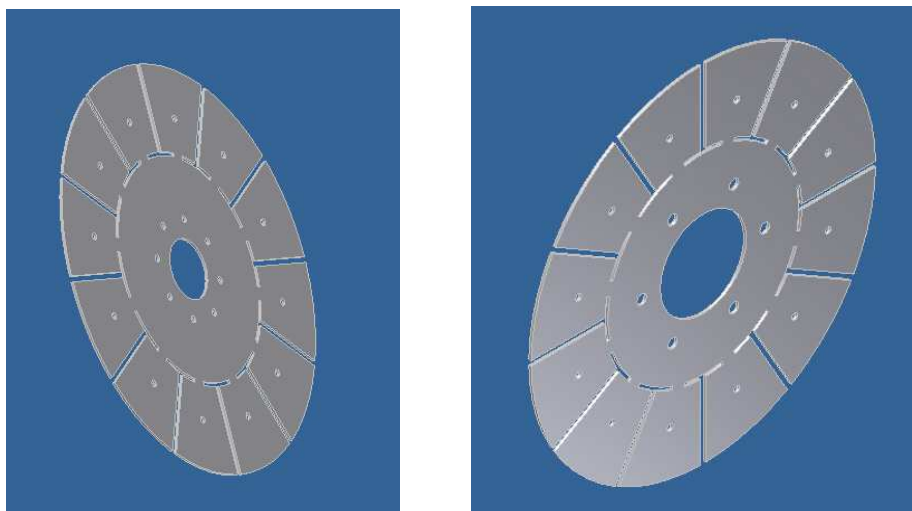
Spojový kotouč se skládá z unášecího kotouče, náboje, spojkového obložení, popřípadě ještě tlumiče torzních kmitů.

Spojkové kotouče se provádí ve variantách:

- tuhý kotouč bez odpružení obložení,
- tuhý kotouč s odpruženým obložením,
- kotouč s tlumičem torzních kmitů a odpruženým obložením.

Spojky s odpruženým obložením mají měkký záběr při rozjezdu i při řazení převodových stupňů a urychlují se tzv. zaběhnutí spojky.

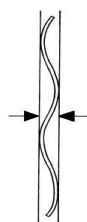
Vlastní kotouč je vyroben z ocelových plechů o tloušťce 2 mm. Kotouč se nesmí v provozu kroutit, proto musí být vyžihán a opatřen výřezy.



a) unášecí kotouč poháněcí soustavy    b) unášecí kotouč pomocného pohonu

obr.č.5.4: Unášecí kotouče

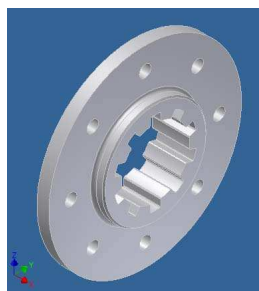
Konce unášecích kotoučů jsou po výrobě ohnuty do sinusového tvaru viz obr.č.4.3 Lamely mají tento profil v nezatíženém stavu. Tento tvar přináší výhody při spínání a vypínání spojky, kdy dochází k plynulému a pozvolnému přenosu momentu.



Obr.č. 5.5: Princip sinusového profilu

### 5.3. Náboj třecího kotouče

Náboj třecího kotouče se vyrobí z uhlíkové oceli s vyšším obsahem uhlíku, ale nesmí být zpracován tepelně. Pro přenos točivého momentu na vstupní hřídel spojky je náboj opatřen drážkováním. Rozměry drážek byly vypočteny v kapitole 3.4. Náboj je pevně spojen se spojkovým kotoučem a to pomocí nýtů.



Obr.č.5.6. Náboj třecího kotouče

### Kontrola nýtových spojů

Nýty jsou namáhány na smyk. Výpočet se provádí dle rovnice (4.8). Náboj pro poháněcí soustavu je navržen pro  $n = 8$  nýtů a to o průměru  $d = 5\text{ mm}$ , vzdálenost středu díry pro nýtový spoj od osy rotace  $r = 0,035\text{ m}$

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{\frac{M^M}{r}}{n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{\frac{420}{0,035}}{8 \cdot \frac{\pi \cdot 5^2}{4}} = 30,2 \text{ [MPa]}$$

Dovolené napětí ve smyku pro materiál 11 343 je  $\tau_D = (30 - 50)\text{ MPa}$ , použití pro strojní součásti namáhané střídavými silami.

Výpočet nýtu na otlačení – vypočítá se dle rovnice (4.9)

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{M^M}{r}}{n \cdot d \cdot b} = \frac{\frac{420}{0,035}}{8 \cdot 5 \cdot 2} = 95 \text{ [MPa]}$$

Kde:  $b$  je tloušťka unášecího kotouče  $b = 2\text{ mm}$

Dovolené napětí na otlačení pro materiál 11 343 je  $p_D = 100\text{ MPa}$ , použití pro strojní součásti namáhané střídavými silami.

Výpočet byl proveden i pro náboj pomocného pohonu. Náboj má jiné rozměry, ale počet a průměr nýtů jsou stejné. Rozdílným parametrem je vzdálenost středu díry, pro nýtovaný spoj od osy rotace, který je  $r = 0,05\text{ m}$ . Hodnoty pro pomocný pohon jsou  $\tau = 21\text{ MPa}$  a  $p = 66\text{ MPa}$ . Z vypočtených dat lze usoudit, že navrhované nýtové spoje jsou vyhovující.

## **5.4. Vinutá pružina**

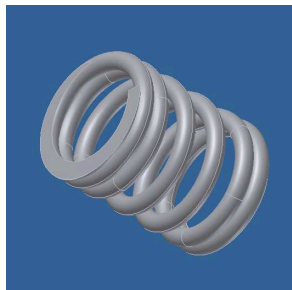
Přítlačnou sílu spojky zajišťuje 10 vinutých pružin obr.č.5.7, které jsou umístěny po obvodu přítlačného kotouče. Výpočet vinuté pružiny je proveden v kapitole 3.3. Kontrolní výpočet byl proveden i pomocí programu Inventor. Závěrečný protokol je součástí přílohy A.

Navrhované rozměry pružiny jsou: vnější průměr 45mm, průměr drátu 6mm střední průměr 39mm, celkový počet závitů 7 z toho je 5 závitů činných. Konce závitů jsou plošně zbrušeny. Tuhost pružiny je  $k = 36,93\text{ N/mm}$ . Materiál pružina je 14 260.8.

Pružina je předepjata na 943,8 N, při vypínání spojky je pružina stlačena na sílu 1132,58 N. Maximální pracovní síla při největším pracovním stlačení je 1359N. K této síle, ale nikdy nedojde. Rozměry a konstrukční popis pružiny jsou popsány a vypočteny v kapitole 3.3.



Lamela spojky se během provozu opotřebovává a délka stlačení pružiny se prodlužuje. To má za následek, že pružina nemá přitlačnou síly stejnou, jak při novém obložení spojky. Graficky popisuje obr.č.2.4. S tímto opotřebením se při návrhu počítalo a pružina je navrhnutá tak, aby i po opotřebení obložení spojky byla přitlačná spojka dostačující pro přenos spojkového momentu.



Obr.č. 5.7: Vinutá pružina

### 5.5. Přítlačný kotouč

Hlavním úkolem přítlačného kotouče je přenos momentu na lamely obložení spojky při nevypnuté spojce. Při vypnutí spojky se přítlačný kotouč oddálí od třecího kotouče. Oddálení přítlačného kotouče je pomocí šroubového M10 x 170:1, a nebo pomocí čepu, který má z jedné strany závit M10 x 1.

#### Kontrola šroubového spoje

Postup výpočtu je stejný, jak v kapitole 3.5. Třída pevnosti materiálových šroubů je 6.8

Tab.č.5.1: Tabulka výsledných hodnot – šroubový spoj

Průměr závitu $d$ [mm]	10
Stoupání závitu $p$ [mm]	1
Počet závitových spojů $n$ [ks]	3
Síla v ose šroubu $R_1$ [N]	3693
Napětí v tlaku, tahu $\sigma$ [MPa]	57
Dovolené napětí v tlaku, tahu $\sigma_D$ [MPa]	72
Tlak v závitu $p$ [MPa]	15
Dovolený tlak v závitu $p_D$ [MPa]	55

Z tabulky lze usoudit, že navržená spojení z pevnostního hlediska vyhovují.



a) čep

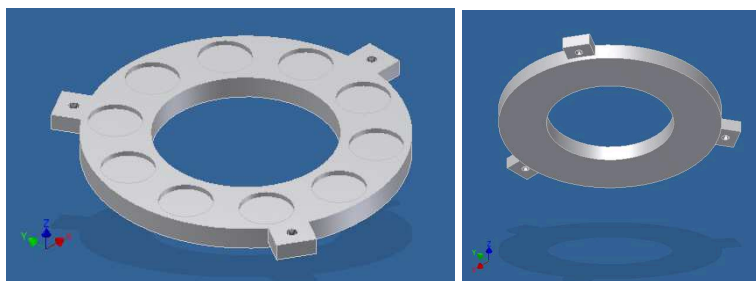


b) šroubové spojení

Obr.č.5.8: Přenos vypínací síly na přítlačný kotouč

Přítlačný kotouč se vyrábí z legované litiny. Litiny musí absorbovat velké množství tepla a zároveň ho dobře předávat do okolí (ovzduší). Třecí plochy jsou strojově opracovány na drsnost 1,6, aby nedocházelo k tepelným trhlinám vlivem tření s obložením třecího kotouče.

Součástí spojky jsou dva přítlačné kotouče, které na rubu třecí plochy má vybrání pro usazení vinutých pružin.



Obr.č.5.9: Přítlačný kotouč

Jelikož kotouč je namáhán v místech šroubového spojení, byla provedena pevnostní analýza.

Tab.č.5.1: Materiál

Název	Ocel (nizkolegovaná s vysokou pevností)	
Obecné	Měrná hmotnost	7,84 g/cm <sup>3</sup>
	Mez kluzu v tahu	275,8 MPa
	Mez pevnosti v tahu	448 MPa
Napětí	Youngův modul	200 GPa
	Poissonova konstanta	0,287 ul
	Modul pružnosti	77,7001 GPa
Tepelné napětí	Koeficient roztažnosti	0,00000000012 ul/c
	Tepelná vodivost	47 W/( m K )
	Měrné teplo	420 J/( kg c )

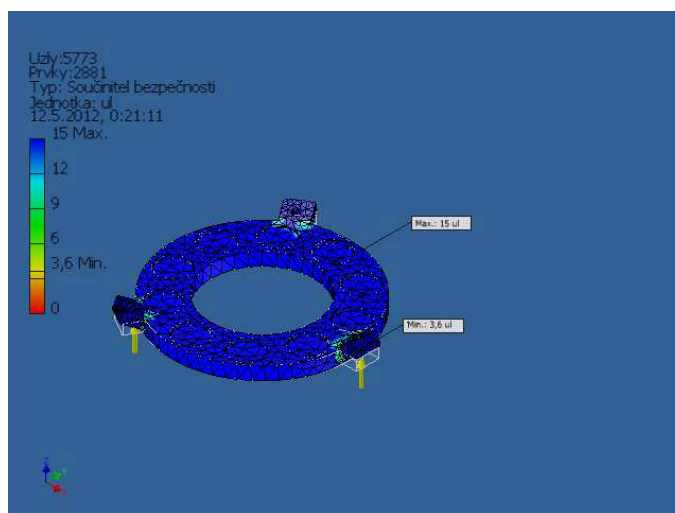
Tab.č.5.2: Provozní podmínky

Typ zatížení	Síla
Velikost	3693,000 N



Obr.č.5.10: Posunutí v ose z

Nejvyšší namáhání je ve šroubovém spojení. Při analýze bylo zjištěno, že osové posunutí je maximálně 0,02mm. Tato hodnota je poměrně nízká.



Obr.č.5.11: Součinitel bezpečnosti

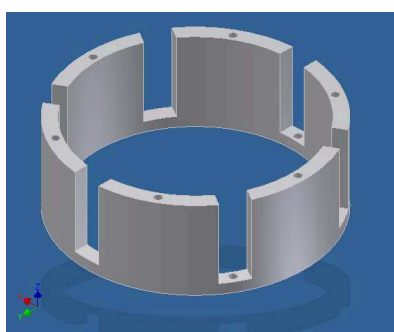
Nejnižší hodnota bezpečnosti je opět v místech nejvyššího namáhání a dosahuje hodnoty 3,6. Z obr.4.11 a 4.12 usuzuji, že součást je schopna odolávat napětí, které je na třecí kotouč vyvinuto, když je spojka vypnutá. Z hlediska pevnosti kotouče by šlo i tloušťku kotouče zeslabit, ale tento postup bych nedoporučoval. Tloušťka kotouče má značný vliv na otelení spojky.

## 5.6. Skříň spojky

Skříň spojky obr.č.5.12 je základní nosnou částí spojky. Veškeré přenosy sil a momentu na další elementární části spojky je právě pomocí skříně spojky. Skříň spojky přenáší moment prostřednictvím setrvačníku na přítlačné kotouče a víko spojky. Jeho hlavním úkolem je spojení setrvačníku se štítem spojky a dále přenos točivého momentu na přítlačné kotouče.

Skříň spojky je válcového tvaru. Po obvodu jsou otvory pro uchycení víka spojky k setrvačníku a to pomocí šesti šroubů M10 x 1 x 140:1. Po obvodu jsou vodící mezery, které slouží k osovému vedení přítlačných kotoučů a momentu na něj.

Skříň spojky může být vyroben buď z litiny nebo z ohnutého plechu.

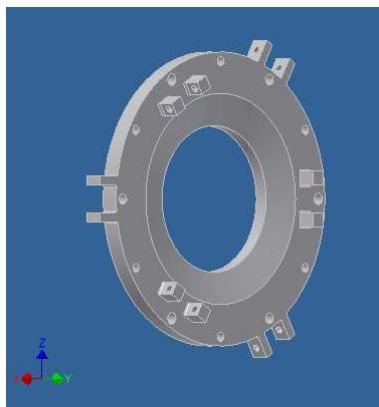


Obr.č.5.12: Pášť spojky

## 5.7. Štít spojky

Štít spojky uzavírá prostor skříně a zároveň slouží jako přítlačný kotouč. Poměrně důležitou funkcí je také přenos od vypínacích páček, ale i od vinutých pružin. Víko je tvořeno z obvodových děr pro kompletní uchycení spojky k setrvačníku šrouby M10 x 1 x 140 a dále úchyty pro vypínací páčky pomocí čepů.

Štít může být vyroben z litiny nebo z oceli. Pevnostní výpočet byl proveden v programu Inventor.



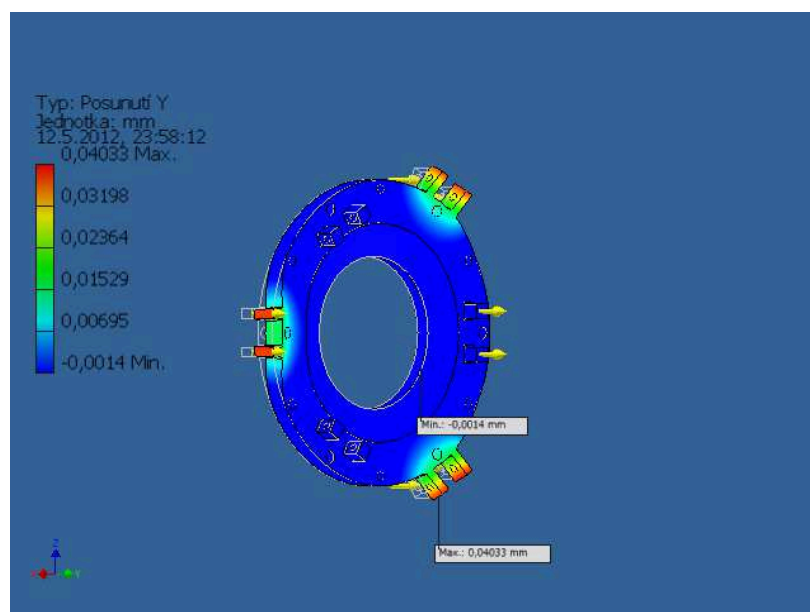
Obr.č.5.13: Štít spojky

Tab.č.5.3: Materiály

Název	Ocel	
Obecné	Měrná hmotnost	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	Mez kluzu v tahu	207 MPa
	Mez pevnosti v tahu	345 MPa
Napětí	Youngův modul	210 GPa
	Poissonova konstanta	0,3 ul
	Modul pružnosti	0 GPa
Tepelné napětí	Koeficient roztažnosti	0,00000000012 ul/c
	Tepelná vodivost	56 W/( m K )
	Měrné teplo	460 J/( kg c )

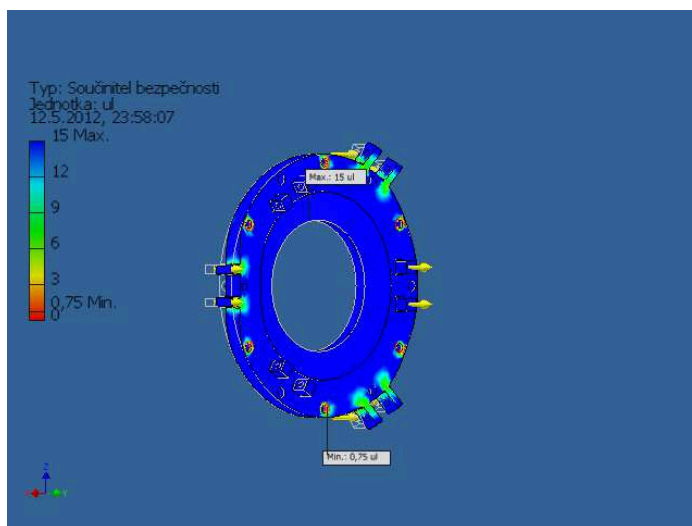
Tab.č.5.4: Provozní podmínky

Typ zatížení	Síla
Velikost	3165.000 N



Obr.č.5.14: Posunutí

Průhyb součást v ose y (osa, ve které působí síly) je maximální po obvodu kotevních míst pro páčky pomocného pohonu. Maximální průhyb je 0,04 mm.



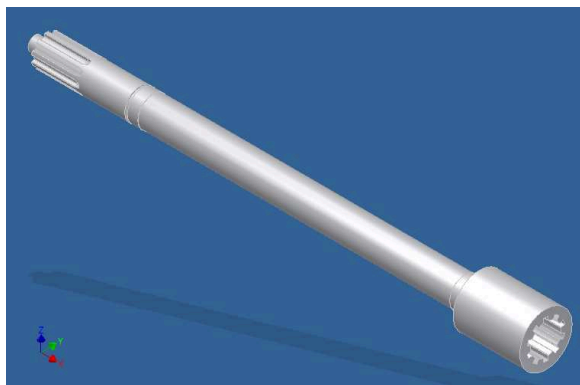
Obr.č.5.15: Součinitel bezpečnosti

Součást je vyhovující i z hlediska bezpečnosti. Nejnižší bezpečnost je v místech uchycení štítu k setrvačníku. Tato hodnota je nízká i z toho hlediska, že při analýze bylo kotevní místo zobrazeno jako hrana díry šroubu. Ve skutečnosti štít je plošně ukotven pomocí podložky, která se opírá o štít spojky. Z toho hlediska tato hodnota je zkreslena a nemá velký vliv na výsledek analýzy. Štít by z pevnostního hlediska mohl být i slabší, ale jelikož štít plní i funkci přitlačného kotouče, tak má i stejné funkční vlastnosti tzn. přenos tepla vlivem tření do okolního prostředí.

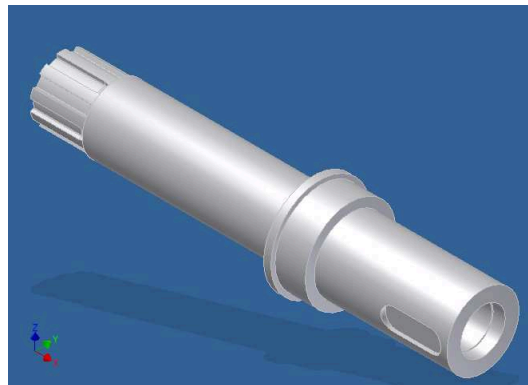
## 5.8. Výstupní hřídel spojky

Výstupní hřídele obr.č.5.8 jsou dvě. Hřídel poháněcí soustavy je uchycena na jednom konci ve valivém ložisku 6202 RSR. Druhý konec je zasunut do vstupní hřídele převodovky. Hřídel vedou ještě dvě valivá jehličková ložiska 32x37x10, která zlepšují tuhost hřídele a zamezují vibracím. Pro zabránění vyklouznutí ložiska z oběžné dráhy, je na daném místě hřídele udělaná drážka pro pojistný kroužek DIN 7993. Hřídel pomocného pohonu je nasunuta na hřídel poháněcí soustavy. Hřídel je fixována proti axiálnímu pohybu v krytu spojky. Axiální síly jsou na hřídel minimální takřka nulové. Pro lepší tuhost je hřídel upevněna pomocí valivého ložiska SKF 6015 v krytu spojky. Na výstupu hřídele je drážka pro pero určené pro přenos momentu na kolo převodovky.

Hřídele jsou vyráběny z materiálu 16220. Výpočty drážkování jsou v kapitole 3.4. Hřídel poháněcí soustavy má drážkování rovnoboké z těžké řady 10x26x32 ČSN 014942. Hřídel pomocného pohonu má drážkování také rovnoboké z těžké řady 10x46x56 ČSN 014942.



a) Hřídel poháněcí soustavy



b) Hídel pomocného pohonu

Obr.č.5.16: Výstupní hřídele

### Výpočet drážky pro pero

Drážka pro pero je navržena pro výstupní hřídel pomocného pohonu. Pro přenos 350 N jsem navrhnul 1 drážku

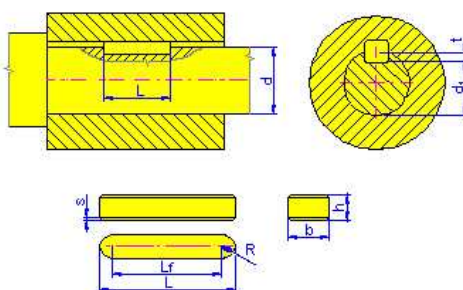
Při spojení hřídele s nábojem pera tlačí boční stěny hřídele na boční stěny pera a naopak.

$$p = \frac{F}{t_1 \cdot l} = \frac{2M_k}{d \cdot t_1 \cdot l} \leq p_D \quad (5.1)$$

Dovolený tlak pro ocel třídy 37, 42, 50 je  $p_D = 90$  [MPa]

Délka pera se následně vyjádří jako.

$$l = \frac{2M_k}{d \cdot t_1 \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 350}{60 \cdot 4,2 \cdot 9} = 30,86 [mm] \Rightarrow \text{délku pera volím } 50 [mm]$$

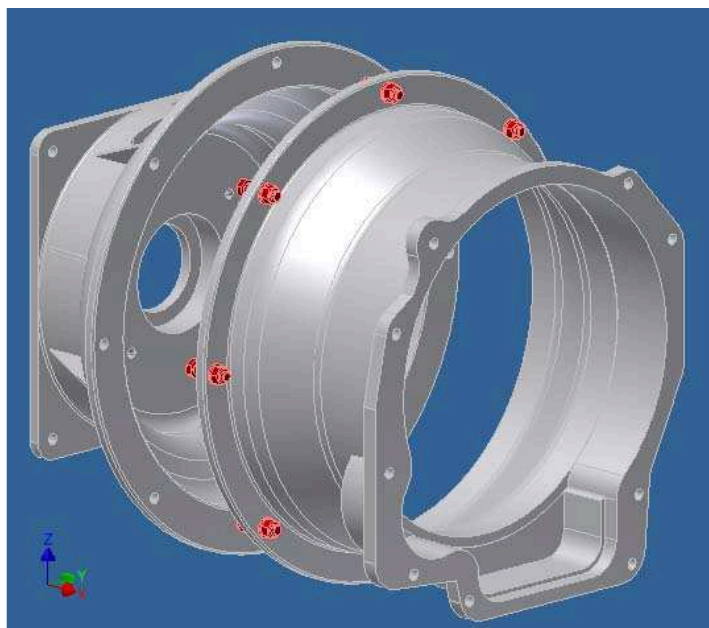


Obr.č.5.17: Drážka pro pero

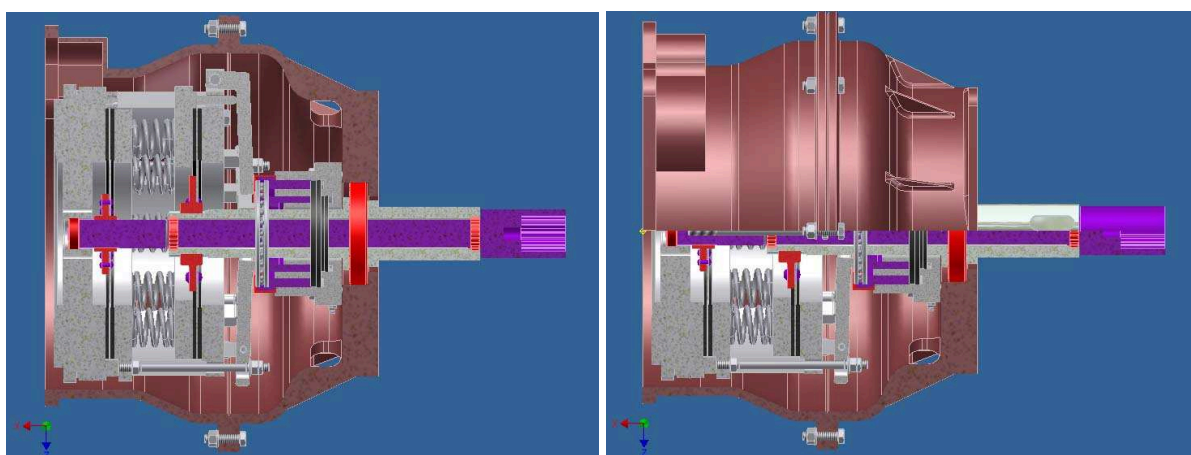
## Kryt spojky

Kryt obr.č.5.18 plní několik funkcí. Kryt slouží k zachycení sil, které na něj přenáší ložisko pomocného pohonu a pracovní válec. Pomocí krytu je dále zabráněn přístup nežádoucích nečistot, jako prachových částic, vody a jiné kapaliny. Dále v krytu jsou vytvořeny dva otvory, které jsou určeny pro přívod tlakové kapaliny a pro odvzdušnění pracovního válce. Kryt se skládá ze dvou částí, které jsou k sobě spojeny pomocí osmi šroubů M10 x 40. Kryt nemůže být z jednoho kusu proto, že kruhový obrysový průměr přes celou sestavu spojky je větší než je příruba pro výchozí upevnění převodovky.

Kryt bude muset být vyroben jako odlitek z lehkých hliníkových slitin.



Obr.č.5.18: Kryt spojky



Obr.č.5.19. : kompletní spojka



## 6. Závěry a doporučení

Navrhovaný typ spojky má řadu výhod. V první řadě je možné spínání pomocného pohonu při jedoucím i stojícím vozidle. Dále je možno ovládat obě dvě spojky současně. Výhodou řešení pomocného pohonu tímto způsobem je, že na výstupní hřídeli spojky pomocného pohonu je možno přenést vysoký výkon. Když se podíváme na řešení spojky z druhé stránky má i slabá místa. Dvojitá spojka je oproti jednoduché spojce rozměrnější a náročnější na ovládací ústrojí. Zdrojem přitlačné síly na třecí kotouče jsou vinuté pružiny, které jsou náročné na prostor. Z hlediska náročnosti na prostor by byla talířová pružina daleko přínosnější. Vinutá pružina je na výpočet a výrobu daleko jednodušší.

Při použití vinutých pružin je zapotřebí zajistit ovládání spojky. U kotoučových pružin se ovládací mechanismus zjednoduší, protože vypínací ložisko působí přímo na vnitřní část talířové pružiny. Ovládání spojky je řešeno pomocí ovládacích páček, které samozřejmě zabírají určitý prostor. Ovládací páčky musí být navrženy tak, aby mohly přenést ovládací sílu aniž by nedocházelo k jejich prohýbání popřípadě k únavovému lomu. Prohýbání ovládacích páček by bylo nežádoucí, z hlediska ovládacího ústrojí. Mohlo by docházet k delšímu chodu pedálu a v krajním případě by nemuselo dojít k vypnutí spojky.

Ovládací ústrojí je navrhováno hydraulické. Výhodou tohoto řešení je, že odpadají převodové páky a tyče popřípadě lanové převody, které se nemohou ohýbat do malých oblouků. Pro přenos delších vzdáleností je vhodnější hydraulické ovládání. Pracovní válec byl navržen jako sdružený pro ovládání obou spojek. Ovládání spojky pro pojezd vozidla je pomocí pedálu, kdežto ovládání pomocného pohonu je pomocí ovládací páky.

Kompletnost spojky zajišťuje plášť, který brání proti vnikání prachu, nečisto popřípadě nežádoucích těles do spojkového mechanismu. Zároveň slouží jako nosná část pro ovládací válec hydraulického ústrojí a k připevnění přídatné převodovky pomocného pohonu.

### Doporučení

Spojka byla navrhována tak, aby se mohla vyrábět malosériově popřípadě jako jediný kus. Při výrobě jednoho kusu budou jiné technologické postupy pro výrobu.

Před vlastním použitím této spojky do vozidla bych doporučil provést zkoušky na ovládání a přenosu spojkového momentu. Na základě výsledků ze zkoušek by se mohlo provést další zdokonalení jednotlivých konstrukčních celků.

## **Použitá literatura:**

- [Matějka, 1988] Matějka R.: Vozidla silniční dopravy I., Bratislava 1988,
- [Matějka, 1994] Matějka R.: Vozidla silniční dopravy II., Žilina 1994,  
ISBN 80-7100-074-4
- [Leinveber, 2006] Leinveber J., Vávra P.: Strojírenské tabulky, Úvaly 2006, Albra,  
ISBN 80-7361-033-7
- [Kříž, 1995] Kříž R.: Stavba a provoz strojů 1, Praha 1995, Scientia,  
ISBN 80-7183-023-2
- [Kříž, 1997] Kříž R.: Stavba a provoz strojů 2, Praha 1995, Scientia,  
ISBN 80-7183-039-9
- [Hosnedl, 1999] Hosnedl S., Krátký J.: Příručka strojního inženýra 1, Praha 1999,  
Computer Press, ISBN 80-7226-055-3
- [Vlk, 2000] Převodové ústrojí motorových vozidel, Brno 2000, Nakladatelství a  
vydavatelství vlk, ISBN 80-238-5275-2
- [Zelený, 2000] Zelený J.: Stavba strojů strojní součásti, Praha 2000, Computer Press,  
ISBN 80-7226-311-0
- [Leinveber, 2006] Leinveber J., Vávra P.: Strojírenské tabulky, 2006, Albra,  
ISBN 80-7361-033-7

## Internetové stránky:

- [1] <http://www.luk.com/>
- [2] [http://www.manted.de/manted/aufbaurichtlinien/\\_pdf/pomocnepohony\\_cz.pdf](http://www.manted.de/manted/aufbaurichtlinien/_pdf/pomocnepohony_cz.pdf)
- [3] <http://cs.autolexicon.net/articles/dvouhmotovy-setrvacnik/>

## Použitý software:

- a) AutoCAD Mechanical 2007
- b) Autodesk Inventor Professional 2010

## Seznam příloh

Strana

<b>Příloha A:</b> Kontrolní výpočet vinuté pružiny spojky .....	68
<b>Příloha B:</b> Kontrolní výpočet tlačné pružiny pro hlavní hydraulický válec .....	70

### Příloha na CD: výkresová dokumentace

<i>Číslo výkresu</i>	<i>Název výkresu</i>	<i>Součást</i>
Sestava	Spojka	sestava spojky
DP01	Hlavní_válec	sestava hlavního válce
DP02	Hřidel1	výstupní hřídel PS
DP03	P_kotouc1	přítlačný kotouč PS
DP04	U_kotouc1	unášecí kotouč PS
DP05	Pružina_spojky	pružina spojky
DP06	U_kotouc2	unášecí kotouč PP
DP07	Skrin	skříň spojky
DP08	Cep	čep
DP09	P_kotouc2	přítlačný kotouč PP
DP10	Štit	štit spojky
DP11	Naboj1	náboj PS
DP12	Hřidel1	hřídel PP
DP13	Naboj2	náboj PP
DP14	vyp_packa1	vypínací páčka PS
DP15	vyp_packa2	vypínací páčka PP
DP16	viko1	víko 1
DP17	viko2	víko 2
DP18	Prac_valec	pracovní válec
DP19	pist1	píst PS
DP20	pist2	píst PP
DP21	Krouzek1	kroužek PS
DP22	Krouzek2	kroužek PP
DP23	Hlavni_vlec	hlavní válec
DP24	Hřidel	hřídel
DP25	Pistek	pístek
DP26	Tlacka_pruzina	tlačná pružina
DP27	Vydlicka	vydlička
DP28	Pedal	pedál
DP29	Páka	páka

## Přílohy:

### Příloha A: Kontrolní výpočet vinuté pružiny spojky

#### Scénář

Pevnostní výpočet pružiny	Kontrolní výpočet pružiny
Metoda korekce křivky napětí	Bez korekce

#### Zatížení pružiny

Min. zatížení	$F_1$	943,800 N
Max. zatížení	$F_8$	1359,100 N
Pracovní zatížení	$F$	1132,580 N

#### Rozměry pružiny

Délka volné pružiny	$L_0$	82,800 mm
Průměr drátu	$d$	6,000 mm
Stoupání volné pružiny	$t$	13,860 mm
Vnější průměr pružiny	$D_1$	45,000 mm
Střední průměr pružiny	$D$	39,000 mm
Vnitřní průměr pružiny	$D_2$	33,000 mm
Poměr vinutí	$c$	6,500 ul

#### Závity pružiny

Činné závity	n	5,000 ul	
Směr závitu	pravý		
Konce pružin			
Parametry	Začátek		Konec
Závity s uzavřeným koncem	n <sub>z1</sub>	1,000 ul	n <sub>z2</sub> 1,000 ul
Přechodové závity	n <sub>t1</sub>	0,250 ul	n <sub>t2</sub> 0,250 ul
Obrobené závity	z <sub>o1</sub>	0,500 ul	z <sub>o2</sub> 0,250 ul

#### Montážní rozměry pružiny

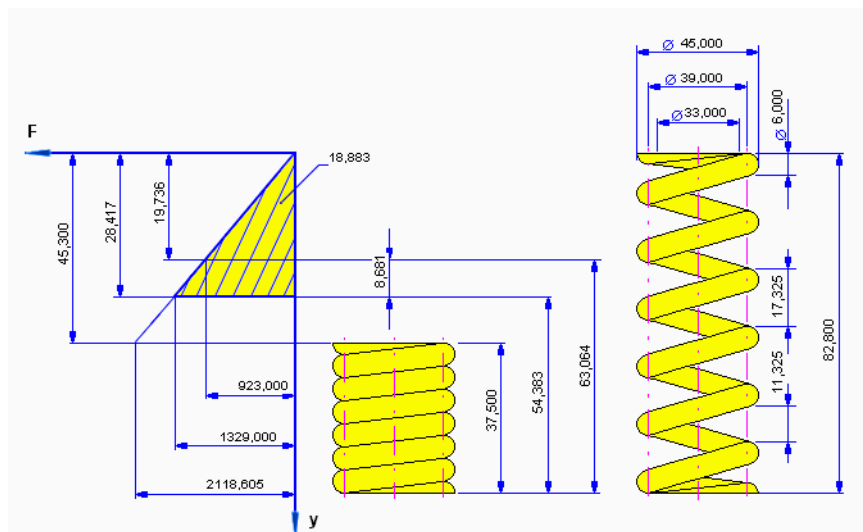
Délka při min. zatížení	$L_1$	61,201 mm
Délka při max. zatížení	$L_8$	51,696 mm
Pracovní zdvih	$H$	9,504 mm
Délka při pracovním zatížení	$L_w$	56,880 mm
Montážní délka	$L$	57,800 mm

#### Materiál pružiny

Vlastní materiál		
Mez pevnosti v tahu	$\sigma_{ult}$	1860,000 MPa

Dovolené napětí v krutu	$T_A$	930,000 MPa
Modul pružnosti ve smyku	G	80000,000 MPa
Hustota	$\rho$	7850 kg/m <sup>3</sup>
Součinitel využití materiálu pružiny	us	0,900 ul

#### Pracovní diagram



#### Výsledky

Vůle mezi závitů volné pružiny	a	7,860 mm
Stoupání volné pružiny	t	13,860 mm
Součinitel koncentrace napětí	$K_w$	1,000 ul
Tuhost pružiny	k	43,696 N/mm
Deformace pružiny při minimálním zatížení	$s_1$	21,599 mm
Deformace v plně zatíženém stavu	$s_8$	31,104 mm
Deformace pružiny při mezním zatížení	$s_9$	39,300 mm
Mezní zkušební délka pružiny	$L_{minf}$	45,900 mm
Teoretická mezní délka pružiny	$L_9$	43,500 mm
Síla pružiny v mezním stavu	$F_9$	1717,251 N
Napětí při minimálním zatížení	$T_1$	433,941 MPa
Napětí při maximálním zatížení	$T_8$	624,888 MPa
Dosedací napětí	$T_9$	789,559 MPa
Kritická rychlost pružiny	v	4,646 mps
Vlastní kmitočet pružiny	f	283,444 Hz
Deformační energie	$W_8$	21,136 J
Délka drátu	l	873,600 mm
Hmotnost pružiny	m	0,194 kg
Výsledek kontroly pružiny		<b>Kladný</b>

#### Souhrn hlášení

17:42:25 : Výpočet skončil úspěšně!

## Příloha B: Kontrolní výpočet vinuté tlačné pružiny pro hlavní hydraulický válec

Pevnostní výpočet pružiny	Kontrolní výpočet pružiny
Metoda korekce křivky napětí	Bez korekce

### ☐ Zatížení pružiny

Min. zatížení	$F_1$	30,000 N
Max. zatížení	$F_8$	70,000 N
Pracovní zatížení	$F$	40,000 N

### ☐ Rozměry pružiny

Délka volné pružiny	$L_0$	150,000 mm
Průměr drátu	$d$	2,000 mm
Stoupání volné pružiny	$t$	24,250 mm
Vnější průměr pružiny	$D_1$	37,000 mm
Střední průměr pružiny	$D$	35,000 mm
Vnitřní průměr pružiny	$D_2$	33,000 mm
Poměr vinutí	$c$	17,500 ul

### ☐ Závity pružiny

Činné závity	n	6,000 ul		
Směr závitu	pravý			
Konce pružin				
Parametry		Začátek		Konec
Závity s uzavřeným koncem	n <sub>z1</sub>	1,500 ul	n <sub>z2</sub>	1,000 ul
Přechodové závity	n <sub>t1</sub>	1,000 ul	n <sub>t2</sub>	0,750 ul
Obrobené závity	z <sub>o1</sub>	0,750 ul	z <sub>o2</sub>	0,500 ul

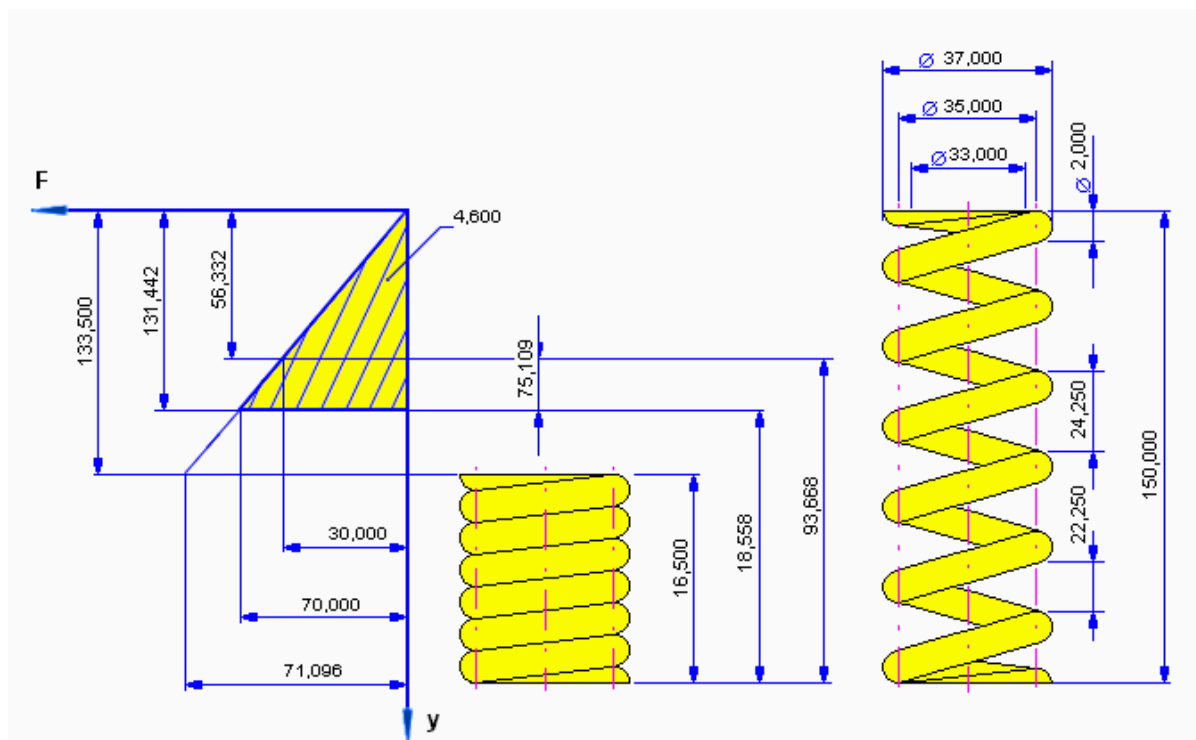
### ☐ Montážní rozměry pružiny

Délka při min. zatížení	$L_1$	93,668 mm
Délka při max. zatížení	$L_8$	18,558 mm
Pracovní zdvih	$H$	75,109 mm
Délka při pracovním zatížení	$L_w$	74,891 mm
Montážní délka	$L$	107,000 mm

### ☐ Materiál pružiny

Vlastní materiál		
Mez pevnosti v tahu	$\sigma_{ult}$	1860,000 MPa
Dovolené napětí v krutu	$\tau_A$	930,000 MPa
Modul pružnosti ve smyku	$G$	68500,000 MPa
Hustota	$\rho$	7850 kg/m <sup>3</sup>
Součinitel využití materiálu pružiny	$u_s$	0,900 ul

## ▣ Pracovní diagram



## ▣ Výsledky

Vůle mezi závitů volné pružiny	$a$	22,250 mm
Stoupání volné pružiny	$t$	24,250 mm
Součinitel koncentrace napětí	$K_w$	1,000 ul
Tuhost pružiny	$k$	0,533 N/mm
Deformace pružiny při minimálním zatížení	$s_1$	56,332 mm
Deformace v plně zatíženém stavu	$s_8$	131,442 mm
Deformace pružiny při mezním zatížení	$s_9$	133,500 mm
Mezní zkušební délka pružiny	$L_{minf}$	21,200 mm
Teoretická mezní délka pružiny	$L_9$	16,500 mm
Síla pružiny v mezním stavu	$F_9$	71,096 N
Napětí při minimálním zatížení	$\tau_1$	334,225 MPa
Napětí při maximálním zatížení	$\tau_8$	779,859 MPa
Dosedací napětí	$\tau_9$	792,072 MPa
Kritická rychlost pružiny	$v$	0,372 mps
Vlastní kmitočet pružiny	$f$	90,460 Hz
Deformační energie	$W_8$	4,600 J
Délka drátu	$l$	952,000 mm
Hmotnost pružiny	$m$	0,023 kg
Výsledek kontroly pružiny		<b>Kladný</b>

## PODĚKOVÁNÍ

V závěru této práce bych rád poděkoval mým rodičům, kteří mě podporovali ve studiu. Další poděkování bych rád vyjádřil vedoucímu práce Ing. Michalu Richtáří, za odborné a cenné rady.